

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# Jednosměrná čelní převodovka s vloženým kolem

Unidirectional Cylindrical Gearbox with an Idle Gear

Student: Bc. Matěj Podešva

Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Matěj Podešva**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Jednosměrná čelní převodovka s vloženým kolem**  
**Unidirectional Cylindrical Gearbox with an Idle Gear**

### Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh horizontálního jednostupňového reduktoru s čelními koly se stejným smyslem otáčení vstupního a výstupního kola. Převodovka musí přenést výkon 157 [kW] při výstupních otáčkách 536 [1/min] a převodovém poměru  $u = 2,194 [-]$  s tolerancí  $\Delta u = \pm 5 [\%]$ . Osová vzdálenost je  $A_x = 210$  [mm],  $A_y = 60$  [mm]. Uvažujte mazání převodovky broděním ozubených kol, svařovanou skříň a upevnění vloženého a výstupního kola na hřídelích pomocí upínacích pouzder. Nakreslete sestavný výkres převodovky a svařované skříně, výrobní výkres vstupního hřídele a vloženého ozubeného kola.

### Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.  
Hlavní katalog SKF, popř. ZKL  
Potřebné normy

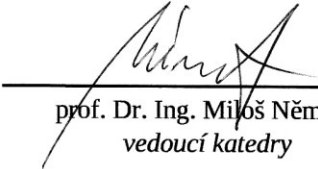
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....

Podpis

Bc. Matěj Podešva

Květná 40, Bruntál, 792 01

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PODEŠVA, M. *Jednosměrná čelní převodovka s vloženým kolem*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 76 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

V této práci se zabývám návrhem jednostupňového horizontálního reduktoru se stejným smyslem otáčení vstupního a výstupního hřídele. V úvodu popisuji použití vložených kol v různých aplikacích a zařízeních. Dále řeším návrh geometrie ozubení a pevnostní výpočty ozubených kol. Následuje volba ložisek a výpočet jejich trvanlivosti a volba upínacích pouzder. Nakonec doplňuji kontrolu všech hřídelů.

## ANNOTATION OF FINAL THESIS

PODEŠVA, M. *Unidirectional Cylindrical Gearbox with an Idle Gear: Final Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 76 p.  
Thesis head: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

In this thesis I deal with a design of a one stage horizontal reduction with an identical effect of rotation of an input and an output shaft. In the introduction I describe the use of idler-wheels in various applications and gadgets. Further I address the proposal of geometry of the cogs and a strength calculation of the idler-wheels. The next part is aimed at the choice of suitable bearings, calculation of their durability and the choice of chucks. Finally, I complete the thesis with a control of all shafts.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
Úvod .....	10
1 Návrh geometrie ozubení .....	15
1.1 První návrh geometrie ozubení .....	16
1.2 Druhý návrh geometrie ozubení.....	19
2 Pevnostní výpočet ozubení .....	24
2.1 Pevnostní výpočet prvního návrhu .....	24
2.2 Pevnostní výpočet druhého návrhu .....	26
3 Výpočet sil v ozubení.....	29
3.1 Zvolení souřadnicového systému .....	30
3.2 Rozklad sil působících na pastorek .....	31
3.3 Rozklad sil působících na vložené kolo .....	32
3.4 Rozklad sil působících na výstupní kolo.....	34
4 Výpočet reakcí v ložiskách .....	36
4.1 Reakce v ložiskách vstupního hřídele.....	36
4.2 Reakce v ložiskách vloženého hřídele .....	39
4.3 Reakce v ložiskách výstupního hřídele.....	42
5 Ložiska .....	45
5.1 Ložiska vstupního hřídele .....	45
5.2 Ložiska vloženého hřídele.....	46
5.3 Ložiska Výstupního hřídele.....	47
6 Kontrola hřídelů .....	49
6.1 Kontrola vstupního hřídele.....	49
6.2 Kontrola výstupního hřídele .....	58
6.3 Kontrola vloženého hřídele .....	64
6.4 Návrh per pro přenos momentů .....	68
7 Upínací pouzdra .....	70
8 Závěr .....	72
9 Seznam použité literatury .....	74
10 Seznam příloh.....	76

## Seznam použitých značek a symbolů

	Název	Rozměr
$A$	Neuberova konstanta	[-]
$A_w$	Pracovní osová vzdálenost	[mm]
$C$	Dynamická únosnost, konstanta uložení	[kN, -]
$C_0$	Statická únosnost ložiska	[kN]
$D$	Průměr náboje	[mm]
$D_M$	Vnější průměr náboje	[mm]
$F$	Síla	[N]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_t$	Tečná síla	[N]
$I_1$	Invarianta tenzoru napětí	[MPa]
$I_2$	Invarianta tenzoru napětí	[MPa <sup>2</sup> ]
$I_3$	Invarianta tenzoru napětí	[MPa <sup>3</sup> ]
$K$	Výpočtový koeficient	[-]
$K_A$	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{AS}$	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení	[-]
$L$	Délka hřídele	[mm]
$L_{10h}$	Trvanlivost	[hod.]
$M$	Ohybový moment	[Nm, Nmm]
$M_O$	Ohybový moment	[Nm, Nmm]
$P$	Výkon, ekvivalentní zatížení	[kW, N]
$P_0$	Statické ekvivalentní zatížení	[N]
$R$	Reakce v ložisku	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$S_H$	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
$S_F$	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
$S_0$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$T$	Krouticí moment	[Nm, Nmm]
$W_K$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]

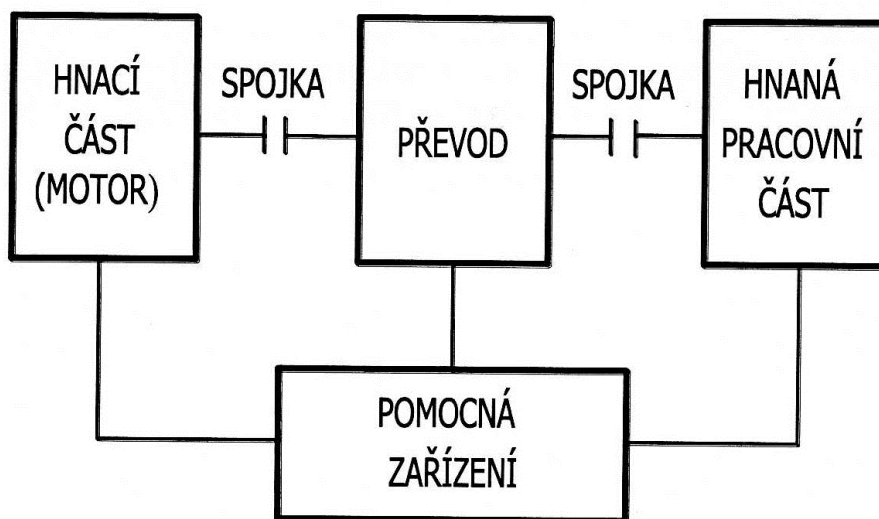
$W_O$	Modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
$Y$	Výpočtový součinitel ložiska	$[-]$
$Y_A$	Součinitel střídavého zatížení zubu	$[-]$
$a$	Vzdálenost reakce	$[mm]$
$b$	Šířka ozubení, šířka pera	$[mm, mm]$
$d$	Průměr, průměr roztečné kružnice	$[mm, mm]$
$d_a$	Průměr hlavové kružnice	$[mm]$
$d_f$	Průměr patní kružnice	$[mm]$
$d_w$	Průměr valivé kružnice	$[mm]$
$e$	Výpočtový součinitel ložiska	$[-]$
$h$	Výška pera	$[mm]$
$k$	Bezpečnost	$[-]$
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti	$[-]$
$k_v$	Výsledná bezpečnost	$[-]$
$k_\sigma$	Součinitel bezpečnosti v ohybu	$[-]$
$k_\tau$	Součinitel bezpečnosti v krutu	$[-]$
$l$	Délka pera	$[mm]$
$l'$	Předběžná délka pera	$[mm]$
$m_n$	Modul	$[mm]$
$n$	Otáčky	$[min^{-1}]$
$p$	Exponent ložiska, tlak	$[-, MPa]$
$p_n$	Tlak na náboj	$[MPa]$
$p_w$	Tlak na hřídel	$[MPa]$
$p_{D2}$	Dovolený tlak na náboj	$[MPa]$
$t_1$	Hloubka drážky v náboji	$[mm]$
$u$	Převodový poměr	$[-]$
$x$	Jednotková korekce	$[-]$
$y$	Průhyb	$[mm]$
$z$	Počet zubů	$[-]$
$\alpha_n$	Úhel záběru	$[^\circ]$
$\alpha_\sigma$	Tvarový součinitel pro ohyb	$[-]$
$\alpha_\tau$	Tvarový součinitel pro krut	$[-]$



$\beta$	Úhel sklonu zubů	[°]
$\beta_{\sigma}$	Vrubový součinitel	[-]
$\varepsilon_{\alpha}$	Součinitel záběru profilu	[-]
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	[-]
$\eta_B$	Účinnost brodění	[-]
$\eta_L$	Účinnost valivých ložisek	[-]
$\eta_P$	Účinnost ozubeného soukolí	[-]
$\eta_c$	Součinitel citlivosti	[-]
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\vartheta$	Úhel naklopení	[°]
$\vartheta_a$	Měrný skluz na hlavě	[-]
$\vartheta_f$	Měrný skluz na patě	[-]
$\rho$	Poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_{CO}$	Mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{CO}^*$	Mez únavy v ohybu skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_O$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_r$	Radiální napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Tečné napětí	[MPa]
$\sigma_x$	Složka napětí	[MPa]
$\sigma_y$	Složka napětí	[MPa]
$\sigma_z$	Složka napětí	[MPa]
$\tau_K$	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{KD}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{xy}$	Složka napětí	[MPa]

## Úvod

Jednou z nejdůležitějších součástí stroje je jeho pohon. Přenáší kinematické a silové účinky ze strany hnacího motoru k pracovnímu nástroji. Protože hnací motor má často odlišné otáčky než hnaná část stroje, vkládáme do pohonu převod, kterým otáčky přizpůsobíme.

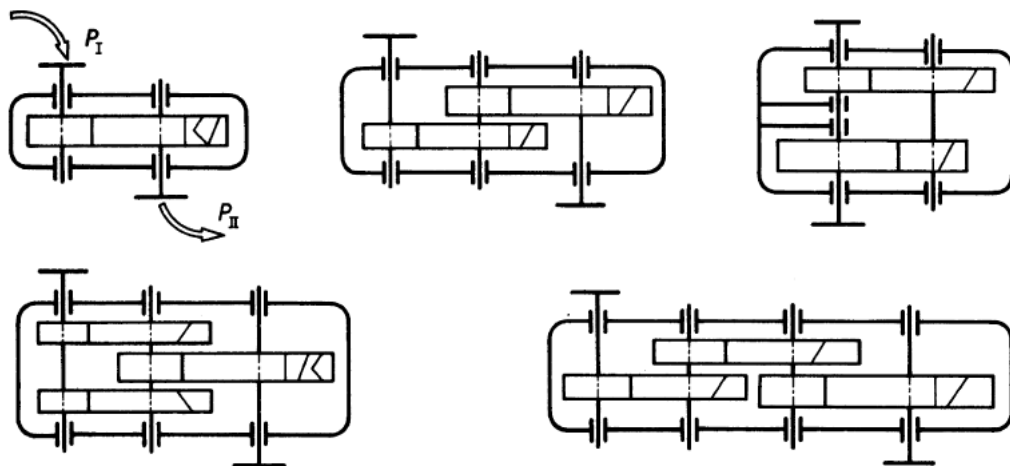


Obr. 1 – Schéma pohonu. [1]

Mechanický převod je definován jako mechanismus, který pomocí převodových kol přenáší točivý pohyb tak, že mění otáčky a tím také krouticí moment. Mezi nejrozšířenější mechanické převody patří převody ozubené. Tyto převody pracují na principu záběru s bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů. Ozubené soukolí je nejjednodušší formou tohoto převodu. Skládá se z hnaného a hnacího kola. Menší ozubené kolo se nazývá pastorek, větší kolo. Tyto převody mají nesporné výhody jako například malé rozměry a přenos velkých výkonů. Naproti tomu jsou vyšší náklady na výrobu a její náročnost.

Mechanické převody mohou být vestavěny do skříně motoru či pracovního stroje nebo tvoří samostatný celek – převodovku. Protože velká část pracovních strojů požaduje pro svou práci nižší otáčky, než jsou otáčky motorů, vyrábí se častěji tzv. reduktory neboli převodovky dopomala. Druhou skupinou jsou převodovky dorychla nazývané multiplikátory. Další funkcí převodovek může být změna směru otáčení (reverzace), změna polohy os hřídelů a rozdělení silového toku ze vstupního hřídele na více hřídelů výstupních.

Na obrázku 2 je znázorněno několik základních typů převodovek, které vznikají řazením jednoduchých převodů paralelně nebo sériově, při zachování neměnné polohy jejich os.

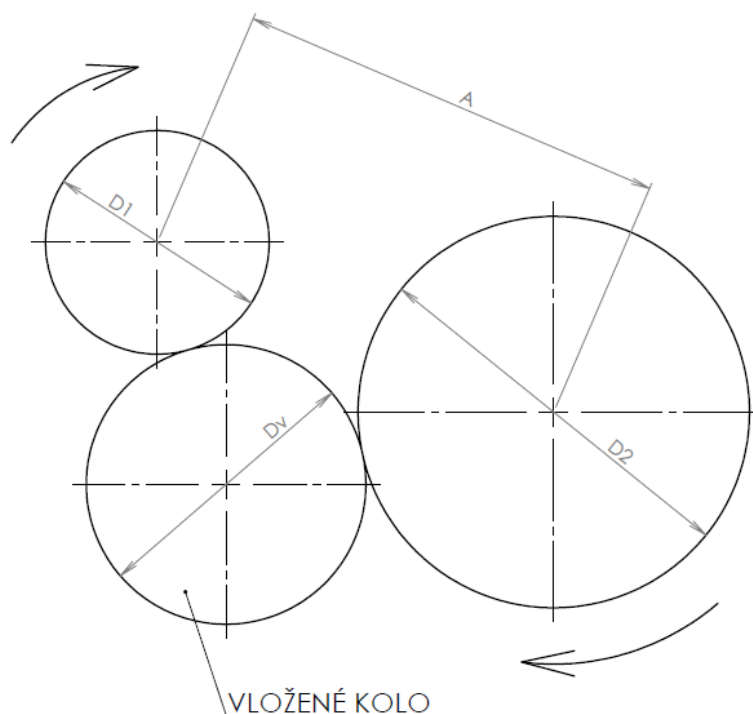


Obr. 2 – Základní typy převodovek. [6]

Mechanicky můžeme podle počtu kol rozdělit na:

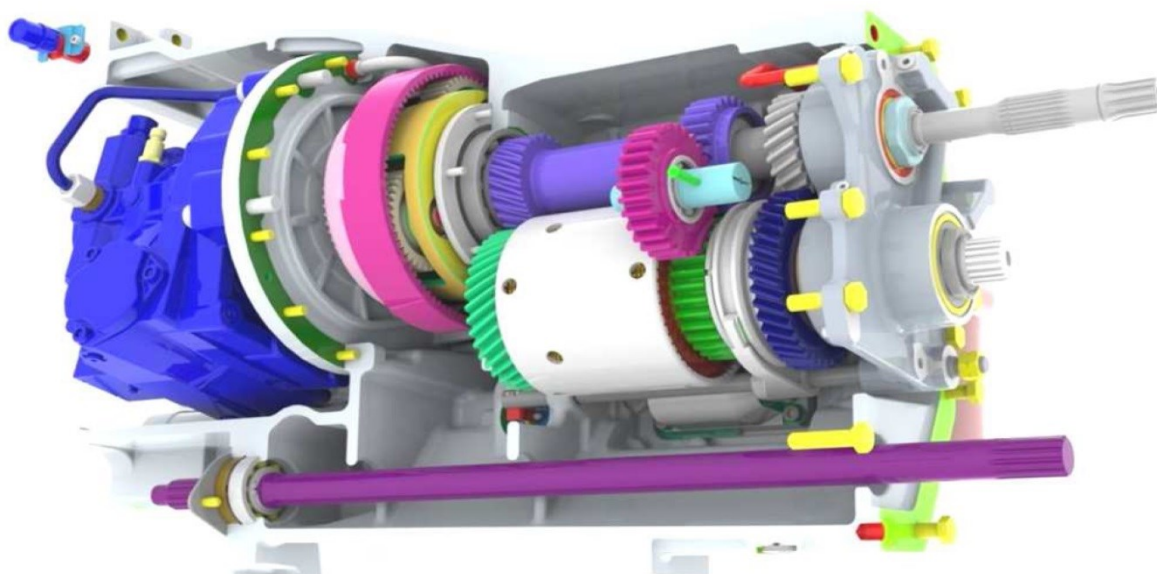
- Jednoduchý převod (má 2 kola)
- Složený převod (má 4, 6, 8 kol)
- S vloženým kolem (má 2 kola plus další vložená kola)

Převod s vloženým kolem je využíván tam, kde potřebujeme dosáhnout stejného smyslu otáčení hnacího i hnaného kola nebo chceme dosáhnout jisté osové vzdálenosti, kterou bychom těmito koly nedosáhli.



Obr. 3 – Schéma převodu s vloženým kolem.

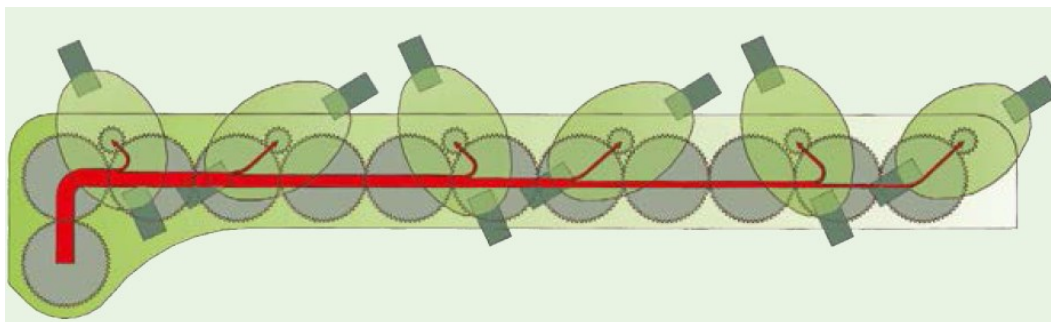
V současné době je použití převodu s vloženým kolem nejrozšířenější v automobilovém průmyslu. Každá automobilová převodovka umožňuje řidiči zařadit zpětný chod a začít couvat. Toho je dosaženo zařazením vloženého kola do záběru. Podle konstrukce převodovky se kolo buď zasune do záběru s příslušnými koly, nebo je s těmito koly ve stálém záběru a zařazení je provedeno přesunutím přesuvné objímky. Vložená kola je také možno nalézt v přídatných a rozdělovacích převodovkách nákladních automobilů a traktorů, kde mohou zajišťovat správný smysl otáčení přídatných agregátů.



Obr. 4 – Převodovka používaná v traktorech Case Puma. [8]

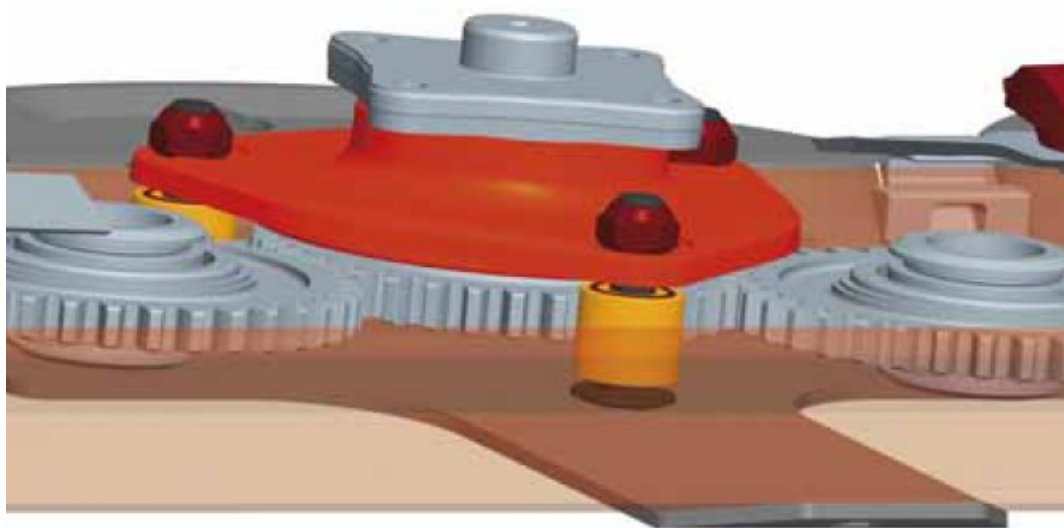
Další odvětví, kde se můžeme setkat s použitím vložených kol, je zemědělství. Konkrétně například v žacích lištách diskových popř. bubnových sekaček se používá vložených kol pro přenos krouticího momentu mezi jednotlivými diskovými jednotkami.

Na obrázku 5 je znázorněno schéma uspořádání pohonu žací lišty EasyCut od firmy Krone



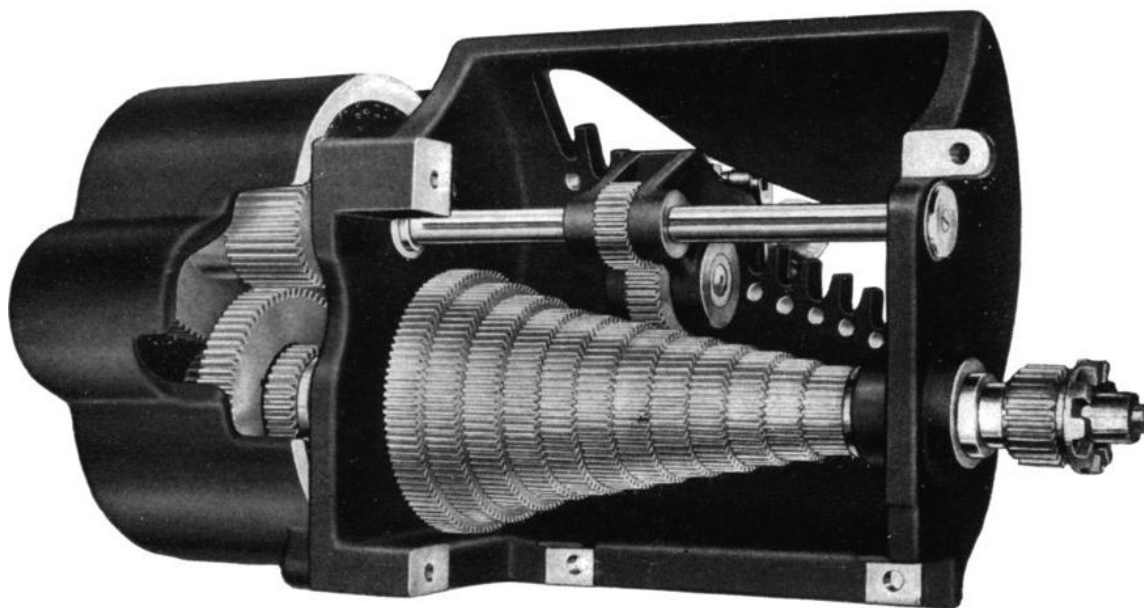
Obr. 5 – Schéma žací lišty Krone. [9]

Obrázek 6 ukazuje detail uložení diskového modulu žacího stroje GMD Lift-control, který vyrábí firma Kuhn. Po stranách vidět jsou vložená kola zajišťující přenos krouticího momentu na další jednotky.



Obr. 6 – Vložená kola v diskové sekačce. [11]

Využití vložených kol lze nalézt také u soustruhů. Na obrázku 7 je Nortonova převodovka, která slouží ke změně rychlosti posuvu. Zajímavostí u této převodovky je, že osa vloženého kola má vůči ose hnacího hřídele proměnlivou vzdálenost v závislosti na zařazeném převodu.



Obr. 7 – Nortonova převodovka. [19]

# 1 Návrh geometrie ozubení

Pro prvotní návrh vhodné geometrie ozubení jsem použil program MODUL [13]. Nejprve jsem zvolil počty zubů pastorku a výstupního kola, úhel sklonu zubů a další součinitele, které program vyžadoval zadat. Na základě těchto údajů program vypočítal minimální modul pro namáhání v ohybu a v dotyku. Následně jsem zvolil nejbližší vyšší normalizovanou hodnotu modulu a vypočítal jsem přibližně osovou vzdálenost soukolí. Tuto vzdálenost jsem porovnal se zadanou osovou vzdáleností. Mým cílem bylo najít takové hodnoty počtu zubů a modulu, aby osová vzdálenost navrženého soukolí byla o několik desítek milimetrů menší než osová vzdálenost zadaná a mezi pastorek a výstupní kolo bylo možné zařadit vložené kolo.

Tímto způsobem jsem vytvořil dva návrhy geometrie, které jsem následně pevnostně zkontroloval a vybral ten, který vyhovoval nejlépe.

V první fázi návrhu jsem ze zadaného vstupního výkonu vypočítal výkony na jednotlivých kolech.

Vstupní výkon  $P_1 = 157$  [kW].

Výkon na vloženém kole:

$$P_v = P_1 \cdot \eta_L \cdot \eta_{P1v} = 157000 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 152321 \text{ [W]} \quad (1)$$

$\eta_L = 0,99$  [–] – účinnost valivých ložisek [15].

$\eta_{P1v} = 0,98$  [–] – účinnost ozubeného soukolí pastorek – vložené kolo [15].

Výkon na výstupním kole:

$$P_2 = P_v \cdot \eta_L \cdot \eta_{P1v} \cdot \eta_B = 152321 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 146304 \text{ [W]} \quad (2)$$

$\eta_L = 0,99$  [–] – účinnost valivých ložisek.

$\eta_{P1v} = 0,98$  [–] – účinnost ozubeného soukolí vložené kolo – výstupní kolo.

$\eta_B = 0,99$  [–] – účinnost brodění [15].

Na základě těchto výkonů jsem dále počítal krouticí momenty na jednotlivých kolech.

## 1.1 První návrh geometrie ozubení

Pro první návrh jsem zvolil pro pastorek a výstupní kolo tyto počty zubů:

Pastorek:  $z_1 = 31 [-]$

Kolo:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 31 \cdot 2,194 = 68,014 \doteq 68 [-] \quad (3)$$

$u = 2,194 [-]$  – zadaný převodový poměr.

Ze zvoleného počtu zubů a výstupních otáček vyplývají otáčky pastorku.

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 536 \cdot \frac{68}{31} = 1175,7 [\text{min}^{-1}] \quad (4)$$

$n_2 = 536 [\text{min}^{-1}]$  – zadané výstupní otáčky.

Dále jsem vypočítal krouticí moment na pastorku, který je potřeba zadat do programu MODUL [13].

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 157000}{\pi \cdot 1175,7} = 1275,2 [\text{Nm}] \quad (5)$$

Další volené veličiny.

Úhel sklonu zubů  $\beta = 15 [^\circ]$

Součinitel  $\psi_m = 20 [-]$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení  $K_{H\beta} = 1,207 [-]$

Tento součinitel byl vypočten programem po zvolení schémata č. 3.

Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,5 [-]$

Hodnotu součinitele jsem zvolil pro pohon převodovky elektromotorem a zatěžování se střední nerovnoměrností.

Materiál ozubených kol: 14 220 – konstrukční ocel k cementaci. Způsob zpracování cementováno a kaleno.

Na základě těchto hodnot program vypočítal hodnoty modulu pro ohyb:

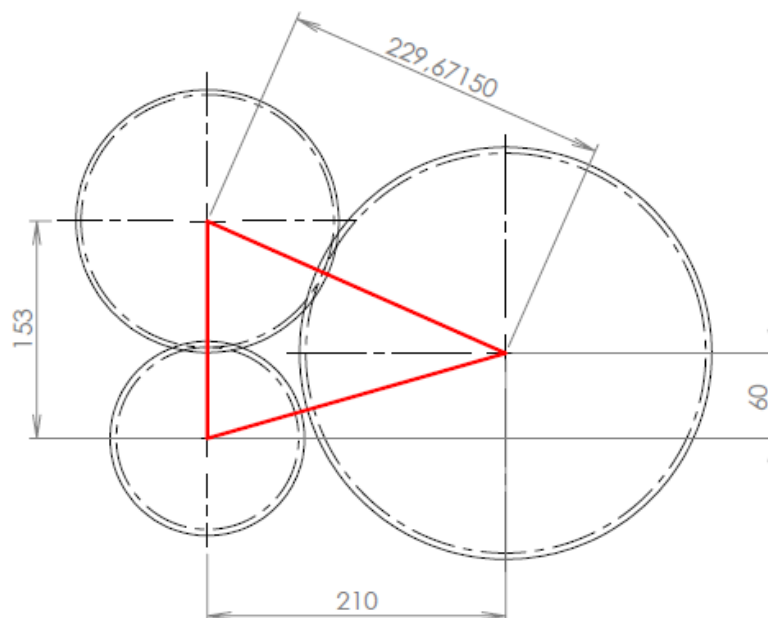
$m_{n \text{ ohyb}} = 3,726 [\text{mm}]$  a pro dotyk  $m_{n \text{ dotyk}} = 3,731 [\text{mm}]$ . Šířka ozubení:  
 $b = 74,6 [\text{mm}]$ .

Zvolil jsem tedy nejbližší normalizovaný modul  $m_n = 4 [\text{mm}]$

Návrh parametrů vloženého kola.

Při návrhu jsem postupoval tak, že jsem zvolil souřadnice osové vzdálenosti mezi pastorkem a vloženým kolem. Z těchto souřadnic poté vyplynul roztečný průměr a tedy i počet zubů vloženého kola.





Obr. 8 – schéma 1. návrhu soukolí.

Osovou vzdálenost jsem volil tak, aby vložené kolo bylo větší než pastorek. Počet zubů vloženého kola  $z_v = 43$  [–].

Výpočet geometrie soukolí pastorek – vložené kolo pomocí programu GEOMETRIE [12].

Geometrický výpočet ozubení - C:\Users\Mates\Desktop\DP - 1.3\Geometrie soukolí\1 návrh Soukolí...

**Zadání** | *Návrh ozubení* | *Identifikace* | ☒ **Vnější** | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

**Povinný vstup :**

Normální modul	$m_n$	4.0000	[mm]
Počet zubů pastorku	$z_1$	31.0	
Počet zubů kola	$z_2$	43.0	
Sklon zubů roztečný	$\beta$	15.0000	[°]
Společná šířka zubů	$b$	90.00	[mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí	$x_\Sigma$	-0.054937	
Korekce pastorku	$x_1$	0.067120	
Korekce kola	$x_2$	-0.122057	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	153.00000	[mm]
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	20.4263	[°]
Boční vůle	$j_n$	0.000	[mm]

**Základní profil :**

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	$h_{aP1}^*$	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	$h_{aP2}^*$	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	$c_{P1}^*$	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	$c_{P2}^*$	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	$\rho_{fP1}^*$	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	$\rho_{fP2}^*$	0.3800	
Úhel profilu	$\alpha_P$	20.0000	[°]

Nástroje

**Nepovinný vstup :**

Hlavový průměr pastorku	$d_{a1}$	136.90000	[mm]
Hlavový průměr kola	$d_{a2}$	185.00000	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

**KOMPLEXNÍ KONTROLA** | ☒ DEC | ☐ DMS | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

Obr. 9 – Zadání hodnot do programu GEOMETRIE. [12]

Pro jednodušší výrobu ozubení jsem volil standardní základní profil zubů. Po zadání osové vzdálenosti, rozdělení korekcí a vyrovnaní měrných skluzů program vypočítal všechny potřebné hodnoty geometrie pro výrobu soukolí.

Stejně tak jsem zadal do programu hodnoty pro výpočet geometrie soukolí vložené kolo – výstupní kolo. Zde bylo nutné zadat korekci vloženého kola vypočítanou v předchozím kroku a osovou vzdálenost odečtenou ze schématu soukolí viz obr. 8.

**Geometrický výpočet ozubení**

**Zadání** | *Návrh ozubení* | *Identifikace*

☒ **Vnější** ☐ Vnitřní ☐ Kuželové

**Povinný vstup :**

Normální modul	$m_n$	4.0000	[mm]
Počet zubů pastorku	$z_1$	43.0	
Počet zubů kola	$z_2$	68.0	
Sklon zubů roztečný	$\beta$	15.0000	[°]
Společná šířka zubů	$b$	90	[mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí	$x_\Sigma$	-0.039855	
Korekce pastorku	$x_1$	-0.122057	
Korekce kola	$x_2$	0.082202	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	229.67150	[mm]
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	20.5408	[°]
Boční vůle	$j_n$	0.000	[mm]

**Základní profil :**

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	$h_{aP1}^*$	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	$h_{aP2}^*$	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	$c_{P1}^*$	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	$c_{P2}^*$	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	$\rho_{fP1}^*$	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	$\rho_{fP2}^*$	0.3800	
Úhel profilu	$\alpha_p$	20.0000	[°]

**Nepovinný vstup :**

Hlavový průměr pastorku	$d_{a1}$	185.00000	[mm]
Hlavový průměr kola	$d_{a2}$	290.20000	[mm]

**Výpočetní hlavové průměry**

**KOMPLEXNÍ KONTROLA** ☒ DEC ☐ DMS

Obr. 10 – Zadání hodnot do programu GEOMETRIE. [12]

V obou případech jsem výsledné hlavové průměry všech kol z výrobních důvodů zaokrouhlil na jedno desetinné místo. Soukolí vyšla dle programu jako naprosto dokonalá a je tedy možné přistoupit k pevnostní kontrole.

V tabulce 1 uvádím některé hodnoty geometrie ozubených kol. Kompletní tabulky rozměrů se nachází v přílohách.

Tab. 1 – vybrané parametry geometrie ozubení.

$z$  [–] – počet zubů,  $m_n$  [mm] – normální modul,  $\beta$  [°] – úhel sklonu zubů,  $\alpha_n$  [°] – úhel záběru,  $x$  [–] – jednotková korekce,  $\varepsilon_\alpha$  [–] – součinitel záběru profilu,  $\vartheta_f$  [–] – měrný skluz na patě,  $\vartheta_a$  [–] – měrný skluz na hlavě,  $A_w$  [mm] – pracovní osová vzdálenost,  $d$  [mm] – průměr roztečné kružnice,  $d_a$  [mm] – Průměr hlavové kružnice,  $d_f$  [mm] – průměr patní kružnice.

Veličina	Pastorek	Vložené kolo	Výstupní kolo
$z$ [–]	31	43	68
$m_n$ [mm]	4		
$\beta$ [°]	15		
$\alpha_n$ [°]	20		
$x$ [–]	0,067120	-0,122057	0,082202
$\varepsilon_\alpha$ [–]	1,61124		1,67437
$\vartheta_f$ [–]	-1,19268	-1,21373	-0,94119
$\vartheta_a$ [–]	0,54827	0,54394	0,36424
$A_w$ [mm]	153		229,6715
$d$ [mm]	128,374	178,068	281,959
$d_a$ [mm]	136,900	185,000	290,200
$d_f$ [mm]	118,911	167,091	272,253

## 1.2 Druhý návrh geometrie ozubení

Pro druhý návrh geometrie jsem volil menší počty zubů než u návrhu prvního. Pro pastorek jsem zvolil  $z_1 = 21$  [–] a pro výstupní kolo.

$$z_2 = z_1 \cdot u = 21 \cdot 2,194 = 46,074 \doteq 46 \text{ [–]} \quad (6)$$

Znovu jsem přepočítal vstupní otáčky pastorku.

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 536 \cdot \frac{46}{21} = 1174 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (7)$$

Přepočítal jsem i velikost krouticího momentu na pastorku, který se však změnil jen minimálně.

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 157000}{\pi \cdot 1174} = 1277 \text{ [Nm]} \quad (8)$$

Další potřebné veličiny jsem volil podobně jako u prvního návrhu.

Úhel sklonu zubů  $\beta = 15^\circ$

Součinitel  $\psi_m = 25 [-]$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení  $K_{H\beta} = 1,207 [-]$

Tento součinitel byl vypočten programem pozvolení schémata č. 3.

Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,5 [-]$

Hodnotu součinitele jsem zvolil pro pohon převodovky elektromotorem a zatěžování se střední nerovnoměrností.

Materiál ozubených kol: 14 220 – konstrukční ocel k cementaci. Způsob zpracování cementováno a kaleno.

Hodnoty modulu pro ohyb a dotyk vypočtené programem:

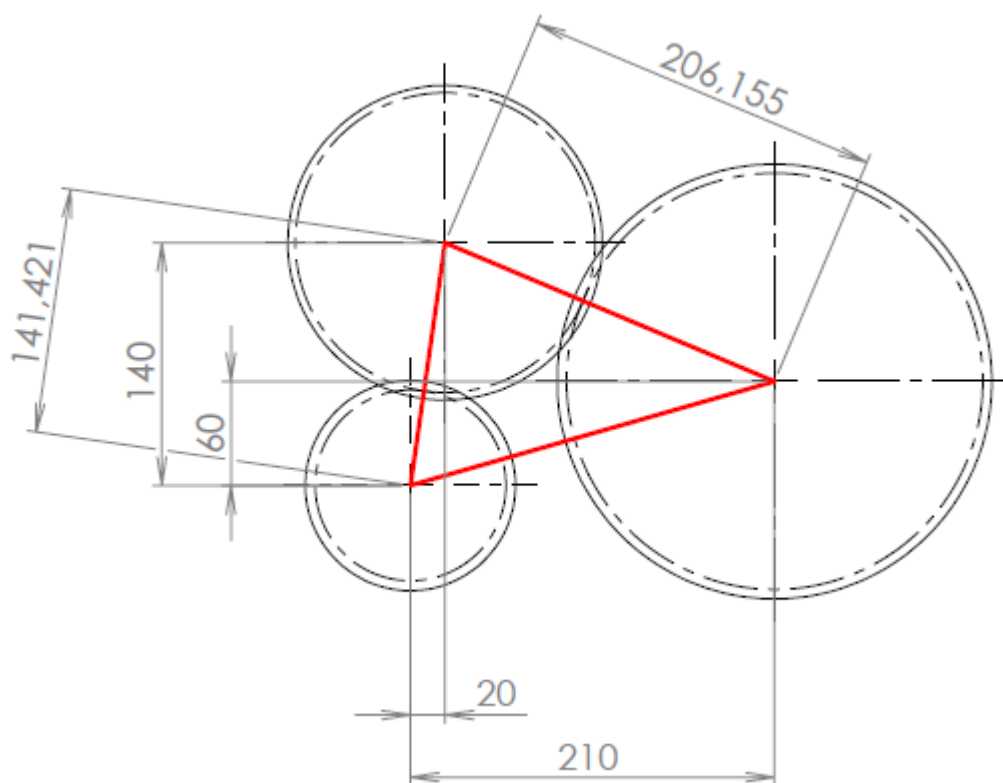
$m_{n\ ohyb} = 3,940 \text{ [mm]}$

$m_{n\ dotyk} = 4,493 \text{ [mm]}$

Šířka ozubení:  $b = 112,3 \text{ [mm]}$ .

Zvolil jsem tedy nejbližší normalizovaný modul  $m_n = 5 \text{ [mm]}$

Počet zubů vloženého kola jsem volil stejným způsobem jako v prvním případě. Navržené osové vzdálenosti mezi pastorkem a vloženým kolem jsou vidět na obrázku.



Obr. 11 – Schéma 2. Návrhu.

Z takto načrtnutého schématu jsem odměřil roztečný průměr vloženého kola a z něj jsem vypočítal počet zubů, který jsem následně zaokrouhlil na celé číslo.

Počet zubů vloženého kola je tedy  $z_p = 33 [-]$ .

Dále jsem zadal všechny potřebné hodnoty do programu GEOMETRIE [12] a stejně jako v prvním případě jsem zkontroloval navrženou geometrii ozubení. Důležité bylo zadat správné osové vzdálenosti odečtené z obrázku 11.

The screenshot shows the 'Geometrický výpočet ozubení' (Geometric gear calculation) window. The 'Zadání' (Input) tab is active, with sub-tabs for 'Návrh ozubení', 'Identifikace', and 'Vnější' (selected). The 'Vnější' sub-tab has three radio buttons: 'Vnější' (selected), 'Vnitřní', and 'Kruželové'.

**Povinný vstup :**

Normální modul	$m_n$	5.0000	[mm]
Počet zubů pastorku	$z_1$	21.0	
Počet zubů kola	$z_2$	33.0	
Sklon zubů roztečný	$\beta$	15.0000	[°]
Společná šířka zubů	$b$	120.00	[mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí	$x_\Sigma$	0.345090	
Korekce pastorku	$x_1$	0.272867	
Korekce kola	$x_2$	0.072223	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	141.42100	[mm]
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	22.3624	[°]
Boční vůle	$j_n$	0.000	[mm]

**Základní profil :**

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	$h_{aP1}^*$	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	$h_{aP2}^*$	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	$c_{P1}^*$	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	$c_{P2}^*$	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	$\rho_{fP1}^*$	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	$\rho_{fP2}^*$	0.3800	
Úhel profilu	$\alpha_p$	20.0000	[°]

**Nepovinný vstup :**

Hlavový průměr pastorku	$d_{a1}$	121.25000	[mm]
Hlavový průměr kola	$d_{a2}$	181.40000	[mm]

Buttons at the bottom: Nuluj, Rozdělit korekce, Vyr.skluzu,  $\beta$  ☐ **KOMPLEXNÍ KONTROLA**, DEC ☒ DMS ☐ Uložit vstupy, Načíst vstupy, Help, Konec.

Obr. 12 – Zadání hodnot do programu GEOMETRIE. [12]

Do dalšího kroku výpočtu bylo opět nutné přenést všechny parametry pro vložené kolo, zejména vypočtenou korekci a hlavový průměr.

Geometrický výpočet ozubení - C:\Users\Mates\Desktop\DP - 1.3\Geometrie soukolí\2 návrh Soukolí...

**Zadáání** *Mlýny ozubení* *Identifikace* ☒ **Vnější** ☐ Vnitřní ☐ Kuželové

**Povinný vstup :**

Normální modul  $m_n$   [mm]  
 Počet zubů pastorku  $z_1$    
 Počet zubů kola  $z_2$    
 Sklon zubů roztečný  $\beta$   [°]  
 Společná šířka zubů  $b$   [mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí  $x_\Sigma$    
 Korekce pastorku  $x_1$    
 Korekce kola  $x_2$    
 Osová vzdálenost pracovní  $a$   [mm]  
 Úhel záběru pracovní  $\alpha_{wt}$   [°]  
 Boční vůle  $j_n$   [mm]  
   ☐  $\beta$

**Základní profil :**

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku  $h_{ap1}^*$    
 Poměrná výška hlavy kola  $h_{ap2}^*$    
 Poměrná hlavová vůle pastorku  $c_{p1}^*$    
 Poměrná hlavová vůle kola  $c_{p2}^*$    
 Poměrný rádius paty pastorku  $\rho_{fp1}^*$    
 Poměrný rádius paty kola  $\rho_{fp2}^*$    
 Úhel profilu  $\alpha_p$   [°]

**Nepovinný vstup :**

Hlavový průměr pastorku  $d_{a1}$   [mm]  
 Hlavový průměr kola  $d_{a2}$   [mm]

**KOMPLEXNÍ KONTROLA** ☒ DEC ☐ DMS

Obr. 13 – Zadání hodnot do programu GEOMETRIE. [12]

Po výpočtu a kontrole program vyhodnotil soukolí jako naprosto dokonalá. V následné tabulce opět uvádím některé hodnoty ozubení.

Tab. 2 – vybrané parametry geometrie ozubení.

Veličina	Pastorek	Vložené kolo	Výstupní kolo
$z$ [–]	21	33	46
$m_n$ [mm]	5		
$\beta$ [°]	15		
$\alpha_n$ [°]	20		
$x$ [–]	0,272867	0,072223	0,274923
$\varepsilon_\alpha$ [–]	1,45003		1,54920
$\vartheta_f$ [–]	-1,49712	-1,49111	-1,13505
$\vartheta_a$ [–]	0,59857	0,59954	0,43325
$A_w$ [mm]	141,421		206,155
$d$ [mm]	108,704	170,821	238,114
$d_a$ [mm]	121,250	181,400	250,700
$d_f$ [mm]	98,933	159,043	228,363

Z výše uvedených výpočtů jsem tedy získal dva návrhy geometrie ozubení, které vyhovují zadaným parametrům. Oba návrhy jsou si svým uspořádáním velmi podobné. Výhoda prvního návrhu je v tom, že osa pastorku se nachází pod osou vloženého kola. Síly působící v tomto soukolí tak není nutné přepočítávat do svislých a vodorovných složek a další výpočty se tímto nepatrně zjednoduší. Naproti tomu druhý návrh má díky menšímu počtu zubů menší rozměry kol. Z toho plynou další výhody v podobě nižší hmotnosti, menší převodové skříně atp.

Obě tato uspořádání mají nevýhodu v tom, že radiální síly působící na hřídel vloženého kola od pastorku a výstupního kola se v tomto případě sčítají a vytváří tak větší ohybový moment. Tomuto lze předejít uspořádáním os všech kol do jedné roviny, kdy se radiální síly odečtou a výsledný ohybový moment je menší. V mém případě jsem však nemohl toto uspořádání použít, protože v závislosti na přenášeném výkonu nebylo možné nalézt tak malý pastorek a výstupní kolo, aby se mezi ně vešlo kolo vložené.

Nevýhodou těchto návrhů je prostorová náročnost vzhledem k tomu, že je vložené kolo vyosené. Z výše uvedených důvodů tomu ale nešlo předejít.

## 2 Pevnostní výpočet ozubení

K pevnostnímu výpočtu jsem použil katedrální program CSNw [14]. Provedl jsem úplný výpočet podle normy ČSN 01 4686 pro oba návrhy a na základě výsledků jsem zvolil návrh, který jsem dále rozpracoval.

Všechny zadávané hodnoty v podobě snímků obrazovky jednotlivých oken při výpočtu pro každé soukolí uvádím v přílohách.

### 2.1 Pevnostní výpočet prvního návrhu

Výpočet jsem rozdělil do dvou fází. V první fázi jsem kontroloval soukolí pastorek – vložené kolo. Ve druhé fázi pak soukolí vložené kolo – výstupní kolo.

#### Pastorek - vložené kolo:

V úvodu výpočtu jsem zadal potřebné geometrické parametry kontrolovaného soukolí, získané v kapitole 1.1. Dále jsem zvolil materiál pastorku – ocel 14 220 a materiál vloženého kola. Při prvotním výpočtu jsem zvolil stejný materiál, ale ukázalo se, že vložené kolo nevyhovuje. Proto jsem upravil materiál na ocel 16 526.

V tabulce zatížení jsem zadal pro krouticí moment a vstupní otáčky hodnoty z kapitoly 1.1 tedy:

Moment:  $T_1 = 1275,2 \text{ [Nm]}$

Otáčky:  $n_1 = 1175,7 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Počet pracovních hodin jsem nastavil pro obě kola na 10000 hodin. Součinitel střídavého zatížení zubu  $Y_A$  jsem volil dle doporučení uvedeného v programu. Pro pastorek jsem zvolil  $Y_{A1} = 1 [-]$ , protože na pastorek působí míjivé zatížení. Vložené kolo je však namáháno podobně jako satelit v planetové převodovce. Proto jsem zvolil  $Y_{A2} = 0,7 [-]$ , pro namáhání střídavým zatížením. Součinitel  $K_{AS}$  vyjadřující vliv největšího jednorázového zatížení jsem volil  $K_{AS} = 2,5 [-]$ , což je obvyklá hodnota násobku záběrového momentu u elektromotorů. Pro zadání rozměrů jsem zvolil plný pastorek i kolo a šířku jejich ozubení jsem nastavil na 140 [mm]. Tady nastal problém, protože tato šířka je značná, ale při zvolení šířky menší už soukolí nevyhovělo kontrole. Proto jsem ponechal větší šířku ozubení. Dále jsem zadal stupeň přesnosti IT 8 pro obě kola a součinitel nerovnoměrnosti záběru  $K_{H\beta} = 1,207 [-]$ .



Ostatní povinné součinitele jsem volil následovně. Součinitele pro poloměr křivosti a hloubky přídavného vrubu jsem ponechal nulové. Uvažuji totiž, že kola budou celoprofilově broušena a žádný přídavný vrub tak nevznikne. V závislosti na tom jsem zvolil i součinitele technologie výroby. Pro celoprofilové broušení je hodnota součinitele pro obě kola  $Y_T = 1 [-]$ . Další součinitele program dopočítal sám.

Po zadání všech potřebných hodnot program provedl výpočet, jehož výstupem jsou součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu  $S_F$  a součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů  $S_H$  pro obě kola. Hodnoty těchto součinitelů jsou na obrázku.

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 280.2	$\sigma_{F2}$	= 279.6	$\sigma_{H1}$	= 996.1	$\sigma_{H2}$	= 996.1
$\sigma_{FP1}$	= 841.0	$\sigma_{FP2}$	= 618.9	$\sigma_{HP1}$	= 1270.0	$\sigma_{HP2}$	= 1330.0
$S_{F1}$	= 3.002	$S_{F2}$	= 2.214	$S_{H1}$	= 1.275	$S_{H2}$	= 1.335
$\sigma_{Fmax1}$	= 700.4	$\sigma_{Fmax2}$	= 699.0	$\sigma_{Hmax1}$	= 1575.0	$\sigma_{Hmax2}$	= 1575.0
$\sigma_{FPmax1}$	= 1756.9	$\sigma_{FPmax2}$	= 1844.1	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0

Obr. 14 – Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti. [14]

### Vložené kolo – výstupní kolo:

Při výpočtu soukolí vložené kolo – výstupní kolo jsem postupoval analogicky. Hodnoty všech součinitelů zůstaly stejné, změnil se zatěžující moment a vstupní otáčky. Také materiál výstupního kola jsem upravil na ocel 12 020, aby výsledky kontroly byly přijatelné.

Výpočet momentu na vloženém kole.

$$T_v = \frac{30 \cdot P_v}{\pi \cdot n_v} = \frac{30 \cdot 152321}{\pi \cdot 847,6} = 1716 \text{ [Nm]} \quad (9)$$

Kde otáčky vloženého kola jsou:

$$n_v = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_v} = 536 \cdot \frac{68}{43} = 847,6 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (10)$$

Protože všechny ostatní hodnoty jsou stejné, uvádím pouze výsledek výpočtu.

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 269.9	$\sigma_{F2}$	= 259.7	$\sigma_{H1}$	= 806.8	$\sigma_{H2}$	= 806.8
$\sigma_{FP1}$	= 618.9	$\sigma_{FP2}$	= 606.7	$\sigma_{HP1}$	= 1330.0	$\sigma_{HP2}$	= 1210.0
$S_{F1}$	= 2.293	$S_{F2}$	= 2.336	$S_{H1}$	= 1.648	$S_{H2}$	= 1.500
$\sigma_{Fmax1}$	= 674.8	$\sigma_{Fmax2}$	= 649.2	$\sigma_{Hmax1}$	= 1275.7	$\sigma_{Hmax2}$	= 1275.7
$\sigma_{FPmax1}$	= 1862.0	$\sigma_{FPmax2}$	= 1319.7	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0

Obr. 15 – Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti. [14]

Hodnoty součinitelů bezpečnosti v obou případech vyhovují doporučeným hodnotám, které jsou podle [1] pro kolo i pastorek  $S_F = 1,4 \div 1,7 [-]$  a  $S_H = 1,1 \div 1,2 [-]$ .

## 2.2 Pevnostní výpočet druhého návrhu

Postup v tohoto výpočtu je stejný jako v předchozí kapitole. Proto uvádím pouze odlišné hodnoty momentů, otáček a jiných součinitelů a výsledky. Úplně odlišná je geometrie, která vychází předchozích výpočtů.

### Pastorek - vložené kolo:

Ve výpočtu tohoto soukolí se nepatrně změnil vstupní moment i otáčky. Dále jsem upravil šířku ozubení a materiál kol, tak aby výsledky vyhovovaly doporučeným hodnotám.

Vstupní moment i otáčky, které jsou vypočteny v kapitole 1.2 jsou:  $T_1 = 1277 \text{ [Nm]}$  a  $n_1 = 1174 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ . Materiál pastorku je ocel 12 020 a materiál vloženého kola je ocel 16 526. Šířku ozubení jsem zvolil 120 [mm], součinitel nerovnoměrnosti záběru  $K_{H\beta} = 1,200 [-]$ . Zbylé hodnoty zůstaly oproti výpočtu v kapitole 2.1 nezměněny.

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 249.9	$\sigma_{F2}$	= 255.3	$\sigma_{H1}$	= 1081.1	$\sigma_{H2}$	= 1081.1
$\sigma_{FP1}$	= 593.3	$\sigma_{FP2}$	= 610.8	$\sigma_{HP1}$	= 1210.0	$\sigma_{HP2}$	= 1330.0
$S_{F1}$	= 2.374	$S_{F2}$	= 2.393	$S_{H1}$	= 1.119	$S_{H2}$	= 1.230
$\sigma_{Fmax1}$	= 624.8	$\sigma_{Fmax2}$	= 638.3	$\sigma_{Hmax1}$	= 1709.4	$\sigma_{Hmax2}$	= 1709.4
$\sigma_{FPmax1}$	= 1221.1	$\sigma_{FPmax2}$	= 1820.0	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0

Obr. 16 – Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti. [14]

### Vložené kolo – výstupní kolo:

Tento výpočet opět kopíruje předchozí. Uvedeny jsou pouze změny.

Materiál výstupního kola: ocel 12 010.

Výpočet momentu na vloženém kole.

$$T_v = \frac{30 \cdot P_v}{\pi \cdot n_v} = \frac{30 \cdot 152321}{\pi \cdot 747} = 1947 [Nm] \doteq 1950 [Nm] \quad (11)$$

Kde otáčky vloženého kola jsou:

$$n_v = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_v} = 536 \cdot \frac{46}{33} = 747 [\text{min}^{-1}] \quad (12)$$

Výsledek výpočtu:

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 256.7	$\sigma_{F2}$	= 245.0	$\sigma_{H1}$	= 897.4	$\sigma_{H2}$	= 897.4
$\sigma_{FP1}$	= 610.8	$\sigma_{FP2}$	= 596.7	$\sigma_{HP1}$	= 1330.0	$\sigma_{HP2}$	= 1210.0
$S_{F1}$	= 2.380	$S_{F2}$	= 2.436	$S_{H1}$	= 1.482	$S_{H2}$	= 1.348
$\sigma_{Fmax1}$	= 641.6	$\sigma_{Fmax2}$	= 612.4	$\sigma_{Hmax1}$	= 1418.9	$\sigma_{Hmax2}$	= 1418.9
$\sigma_{FPmax1}$	= 1847.4	$\sigma_{FPmax2}$	= 1293.8	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0

Obr. 17 – Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti. [14]

Také v druhém případě výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti vyhovují doporučeným hodnotám. Lze tedy říct, že i toto soukolí vyhovuje.

### Shrnutí:

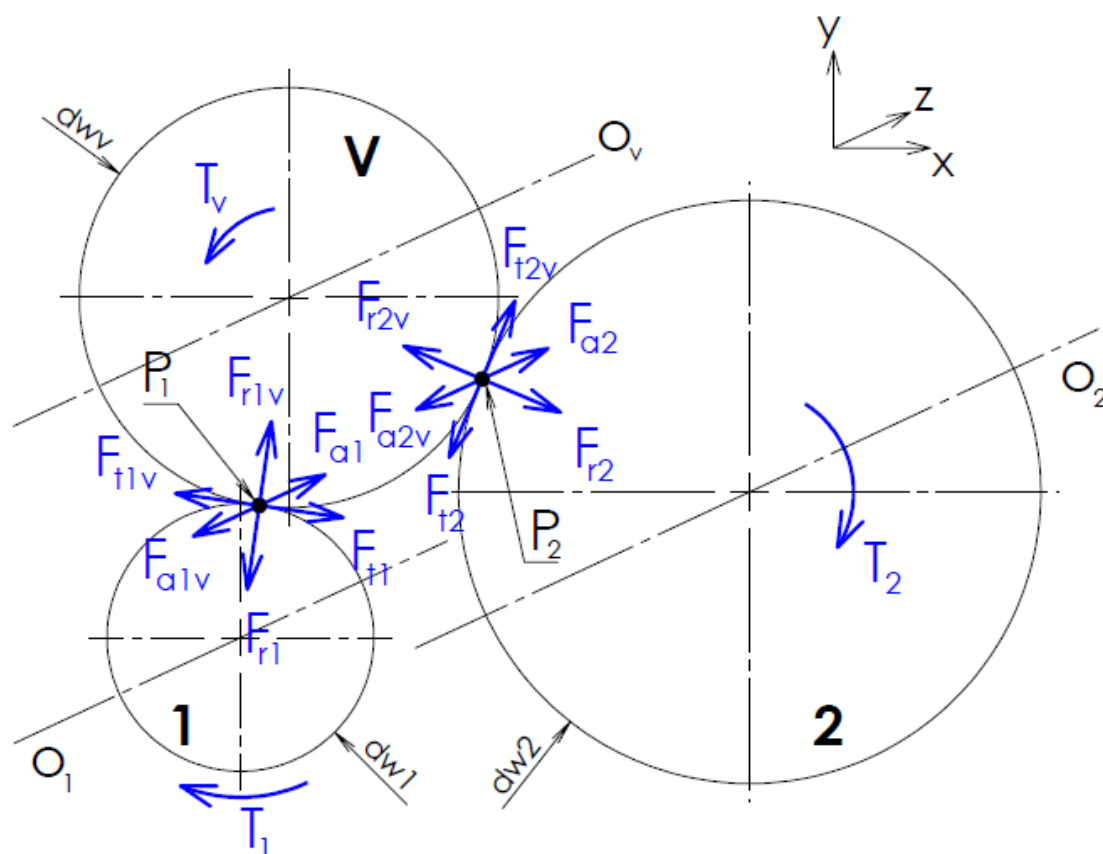
Jak je možné vidět, oba návrhy výpočtu vyhověly. Podle hodnot bezpečností vypočtených programem CSNw [14] jsou tedy oba návrhy vhodné a použitelné.

Problém ale nastává u prvního návrhu soukolí. Aby soukolí pevnostně vyšlo, byl jsem nucen zvětšit šířku ozubení oproti původnímu návrhu o 50 [mm]. Tato úprava způsobila, že součinitel  $\psi_m$  dosáhl vysoké hodnoty a to  $\psi_m = 35 [-]$ . Maximální doporučená hodnota je však pouze  $\psi_{m\max} = 25 [-]$ . Výsledkem toho může být problémový provoz soukolí. Je pravděpodobné, že by docházelo k velkým měrným skluzům, což by vyžadovalo zvýšené nároky na mazání. Není také jisté, zda by se tento problém použitím kvalitnějšího oleje podařilo odstranit. Dále by nejspíše docházelo k nerovnoměrnému zatížení boku zubu. Tento problém se mi nepodařilo eliminovat ani použitím kvalitnějšího materiálu, který by dovolil zmenšit šířku ozubení.

Na základě této skutečnosti jsem se rozhodl, že tento návrh již nebudu dále rozpracovávat a pro další postup jsem zvolil druhý návrh geometrie, který tímto problémem netrpí. U druhého návrhu jsem dokonce mohl na pastorku a výstupním kole použít méně kvalitní materiál, než jsem původně uvažoval. Také rozměrové parametry tohoto soukolí jsou příznivější.

### 3 Výpočet sil v ozubení

V soukolí vznikají vlivem působení krouticího momentu tečné, radiální a axiální síly. Všechny tyto síly jsem vyznačil do 3D výpočtového modelu.



Obr. 18 – 3D výpočtový model.

Tečné síly:

$$F_{t1} = F_{t1v} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 1277 \cdot 10^3}{109,99} = 23220 \text{ [N]} \quad (13)$$

$$F_{t2v} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_v}{d_{wv}} = \frac{2 \cdot 1950 \cdot 10^3}{172,23} = 22644 \text{ [N]} \quad (14)$$

$d_{w1} = 109,99 \text{ [mm]}$  – průměr valivé kružnice pastorku.

$d_{wv} = 172,23 \text{ [mm]}$  – průměr valivé kružnice vloženého kola.

Radiální síly:

$$F_{r1} = F_{r1v} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 23220 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 15} = 8749 \text{ [N]} \quad (15)$$

$$F_{r2v} = F_{r2} = F_{t2v} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 22644 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 15} = 8532 \text{ [N]} \quad (16)$$

$\alpha_n = 20 [^\circ]$  – úhel záběru.

$\beta = 15 [^\circ]$  – úhel sklonu zubů.

Axiální síly:

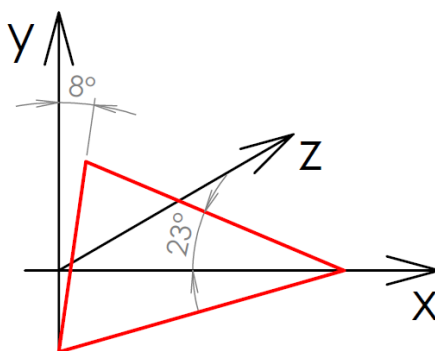
$$F_{a1} = F_{a1v} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 23220 \cdot \tan 15 = 6222 \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_{a2v} = F_{a2} = F_{t2v} \cdot \tan \beta = 22644 \cdot \tan 15 = 6067 \text{ [N]} \quad (18)$$

Vzhledem k tomu, jak je umístěno vložené kolo, působí tyto síly v obecných směrech. Pro výpočet reakcí v ložiskách a pevnostní kontrolu hřídelů je nutné tyto síly rozložit do zvoleného souřadnicového systému a vypočítat výsledné zatěžující síly.

### 3.1 Zvolení souřadnicového systému

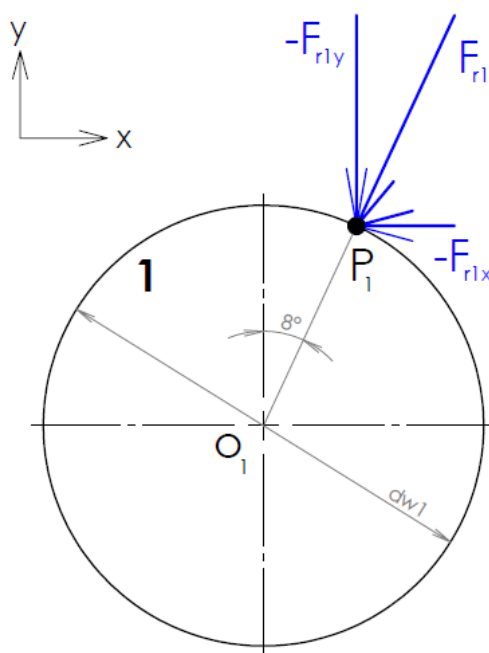
Jak je možné vidět na obrázku 11, osové vzdálenosti jednotlivých soukolí stvoří obecný trojúhelník, jehož strany mají vůči sobě různé úhly. To způsobuje, že síly v ozubení působí v obecných směrech. Pro sjednocení těchto sil do tří směrů jsem zvolil souřadný systém x, y, z, jehož osy jsou na sebe kolmé. V tomto systému je osa x vodorovná, osa y je svislá a osa z je kolmá na rovinu x-y a je rovnoběžná s osami hřídelů. Na obrázku 20 jsou vyznačeny úhly potřebné pro přepočet sil do zvolených směrů.



Obr. 19 – Souřadnicový systém.

### 3.2 Rozklad sil působících na pastorek

Rozklad radiální síly:

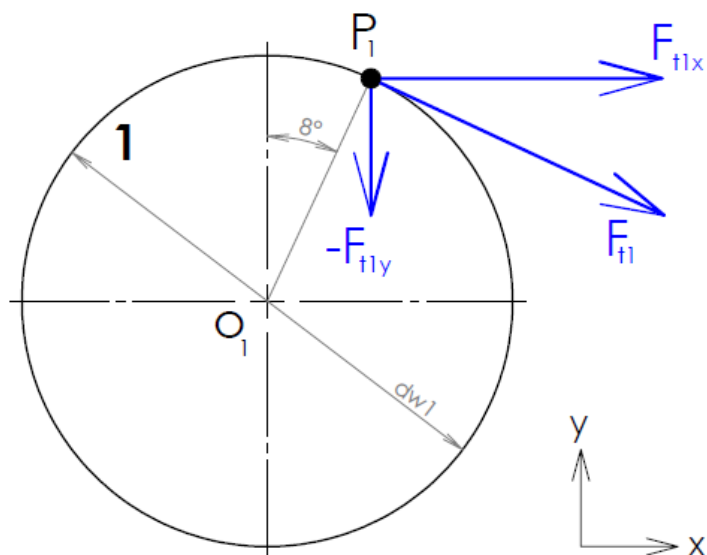


Obr. 20 – Rozklad radiální síly.

$$F_{r1x} = F_{r1} \cdot \sin 8 = 8749 \cdot \sin 8 = 1218 \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_{r1y} = F_{r1} \cdot \cos 8 = 8749 \cdot \cos 8 = 8664 \text{ [N]} \quad (20)$$

Rozklad tečné síly:



Obr. 21 – Rozklad tečné síly.

$$F_{t1x} = F_{t1} \cdot \cos 8 = 23220 \cdot \cos 8 = 22994 \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_{t1y} = F_{t1} \cdot \sin 8 = 23220 \cdot \sin 8 = 3232 \text{ [N]} \quad (22)$$

### Výsledné síly

Ve směru osy x:

$$F_{1x} = -F_{r1x} + F_{t1x} = -1218 + 22994 = 21776 \text{ [N]} \quad (23)$$

Ve směru osy y:

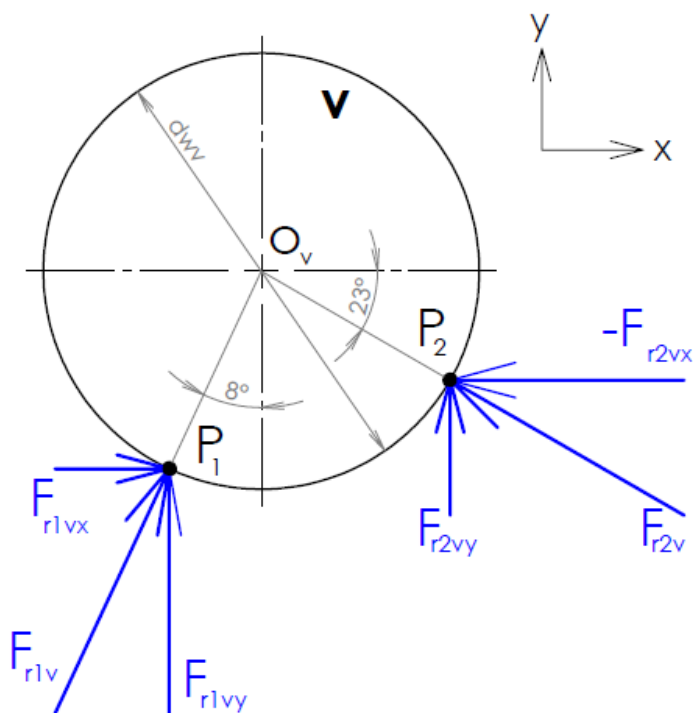
$$F_{1y} = -F_{r1y} - F_{t1y} = -8664 - 3232 = -11896 \text{ [N]} \quad (24)$$

Ve směru osy z:

$$F_{1z} = F_{a1} = 6222 \text{ [N]} \quad (25)$$

## 3.3 Rozklad sil působících na vložené kolo

Rozklad radiálních sil:



Obr. 22 – Rozklad radiálních.



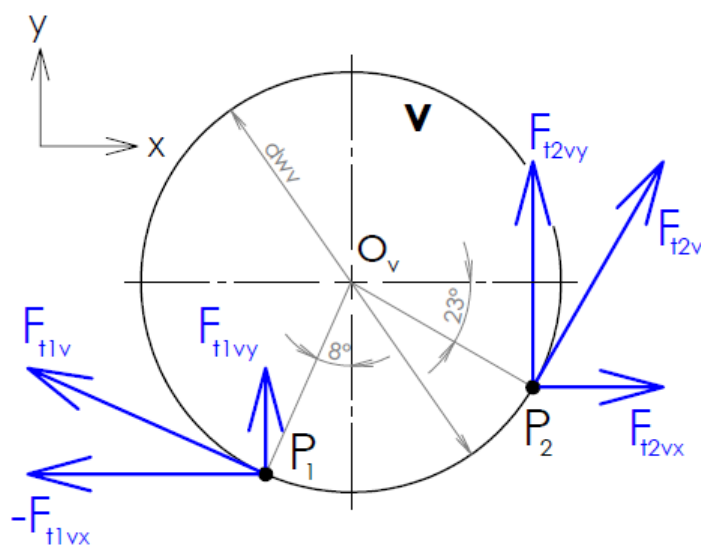
$$F_{r1vx} = F_{r1v} \cdot \sin 8 = 8749 \cdot \sin 8 = 1218 \text{ [N]} \quad (26)$$

$$F_{r1vy} = F_{r1v} \cdot \cos 8 = 8749 \cdot \cos 8 = 8664 \text{ [N]} \quad (27)$$

$$F_{r2vx} = F_{r2v} \cdot \cos 23 = 8532 \cdot \cos 23 = 7554 \text{ [N]} \quad (28)$$

$$F_{r2vy} = F_{r2v} \cdot \sin 23 = 8532 \cdot \sin 23 = 3334 \text{ [N]} \quad (29)$$

Rozklad tečné síly:



Obr. 23 – Rozklad tečných sil.

$$F_{t1vx} = F_{t1v} \cdot \cos 8 = 23220 \cdot \cos 8 = 22994 \text{ [N]} \quad (30)$$

$$F_{t1vy} = F_{t1v} \cdot \sin 8 = 23220 \cdot \sin 8 = 3232 \text{ [N]} \quad (31)$$

$$F_{t2vx} = F_{t2v} \cdot \sin 23 = 22644 \cdot \sin 23 = 8848 \text{ [N]} \quad (32)$$

$$F_{t2vy} = F_{t2v} \cdot \cos 23 = 22644 \cdot \cos 23 = 20844 \text{ [N]} \quad (33)$$

### Výsledné síly

Ve směru osy x:

$$F_{vx} = F_{r1vx} - F_{r2vx} - F_{t2x} + F_{t3x} = 1218 - 7854 - 22994 + 8848 \quad (34)$$

$$F_{vx} = -20782 \text{ [N]}$$

Ve směru osy y:

$$F_{vy} = F_{r1vy} + F_{r2vy} + F_{t1vy} + F_{t2vy} = 8664 + 3334 + 3232 + 20844 \quad (35)$$

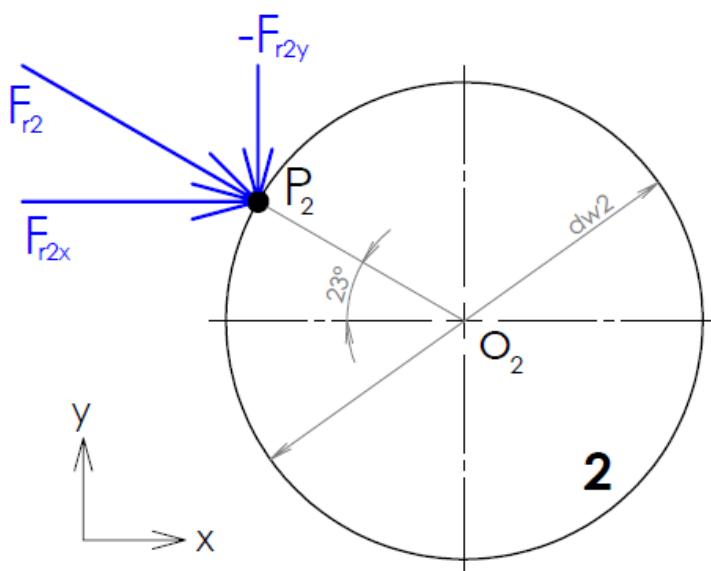
$$F_{vy} = 36074 \text{ [N]}$$

Ve směru osy z:

$$F_{vz} = -F_{a1v} - F_{a2v} = -6222 - 6067 = -12289 \text{ [N]} \quad (36)$$

### 3.4 Rozklad sil působících na výstupní kolo

Rozklad radiální síly:

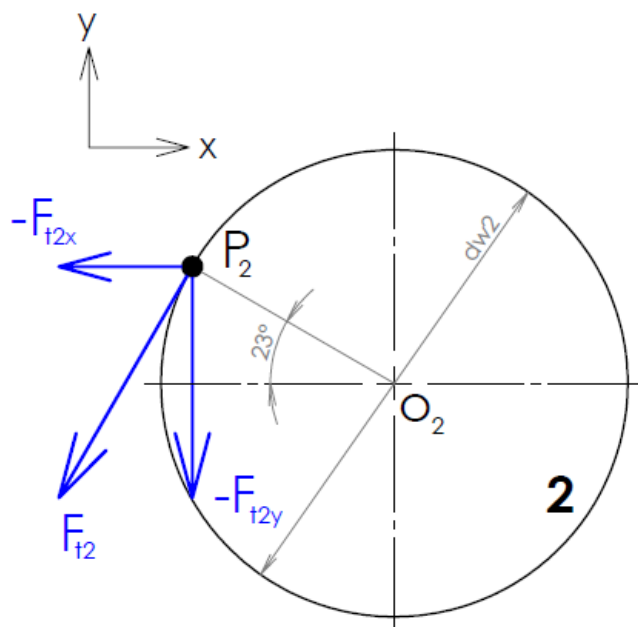


Obr. 24 – Rozklad radiální síly.

$$F_{r2x} = F_{r2} \cdot \cos 23 = 8532 \cdot \cos 23 = 7854 \text{ [N]} \quad (37)$$

$$F_{r2y} = F_{r2} \cdot \sin 23 = 8532 \cdot \sin 23 = 3334 \text{ [N]} \quad (38)$$

Rozklad tečné síly:



Obr. 25 – Rozklad tečné síly.

$$F_{t2x} = F_{t2} \cdot \sin 23 = 22644 \cdot \sin 23 = 8848 \text{ [N]} \quad (39)$$

$$F_{t2y} = F_{t2} \cdot \cos 23 = 22644 \cdot \cos 23 = 20844 \text{ [N]} \quad (40)$$

### Výsledné síly

Ve směru osy  $x$ :

$$F_{2x} = F_{r2x} - F_{t2x} = 7854 - 8848 = -994 \text{ [N]} \quad (41)$$

Ve směru osy  $y$ :

$$F_{2y} = -F_{r2y} - F_{t2y} = -3334 - 20844 = 24178 \text{ [N]} \quad (42)$$

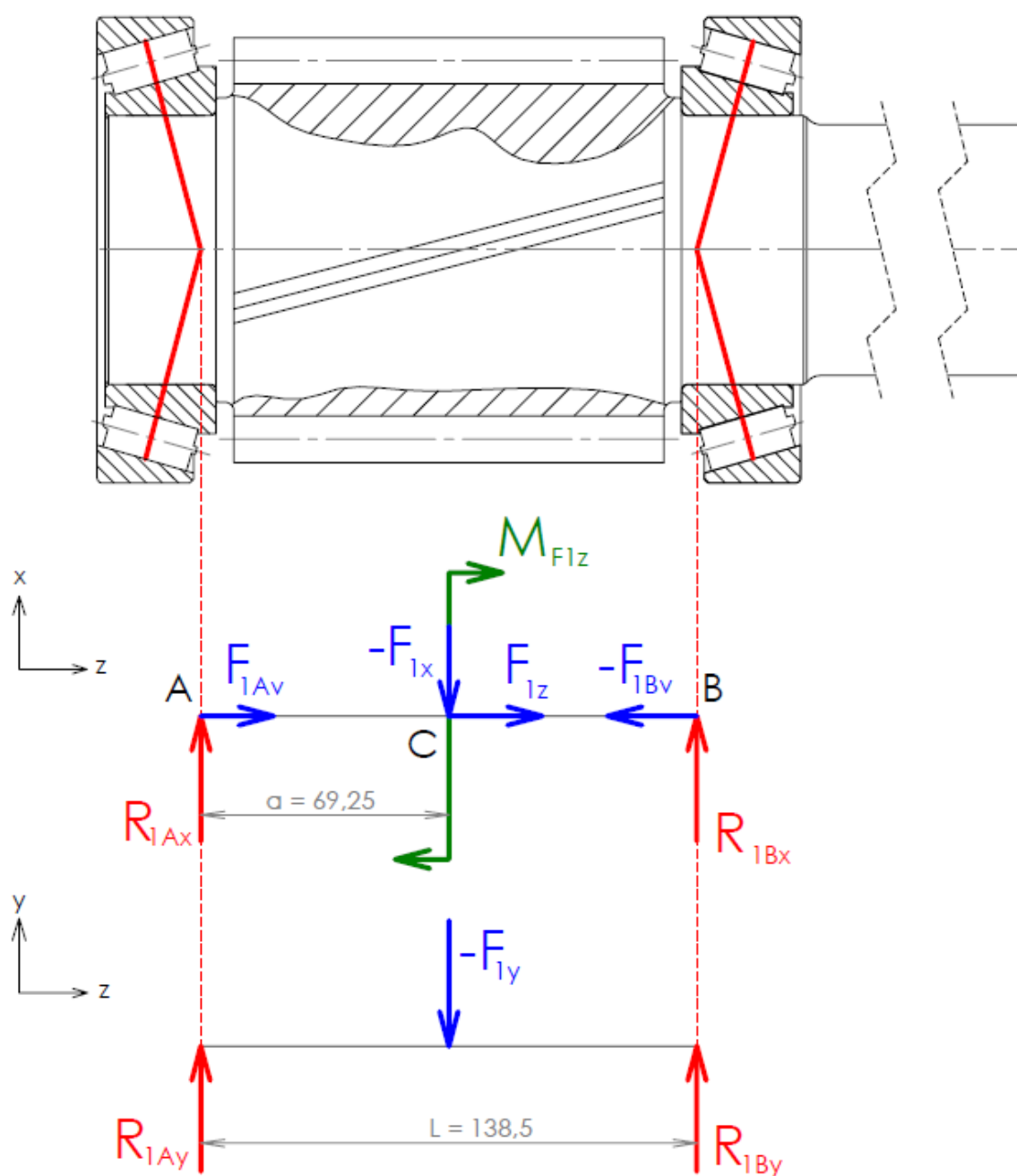
Ve směru osy  $z$ :

$$F_{2z} = F_{a2} = 6067 \text{ [N]} \quad (43)$$

## 4 Výpočet reakcí v ložiskách

K výpočtu reakcí jsem použil výsledné síly z předchozích kapitol. Tyto síly zatěžují hřídel a působí uprostřed ozubení, jak je znázorněno na následujících obrázcích. Na každém hřídeli jsou tři silová působíště. V místě A a B působí reakce v ložiskách. V místě C působí síly od ozubení a ohybový moment vyvolaný axiální silou v ozubení.

### 4.1 Reakce v ložiskách vstupního hřídele



Obr. 26 – Reakce v ložiskách vstupního hřídele.

Pro uložení hřídele jsem zvolil kuželíková ložiska. Pokud na kuželíkové ložisko působí radiální zatížení, je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska a vyvolává vnitřní axiální sílu.

**Výpočet v rovině x – z:**

$$\sum F_x = 0:$$

$$R_{1Ax} - F_{1x} + R_{1Bx} = 0 \quad (44)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{1x} \cdot a + M_{F1z} - R_{1Bx} \cdot L = 0 \quad (45)$$

$$R_{1Bx} = \frac{F_{1x} \cdot a + M_{F1z}}{L} = \frac{21776 \cdot 69,25 + 684357,8}{138,5} = 15829 \text{ [N]} \quad (46)$$

$$R_{1Ax} = F_{1x} - R_{1Bx} = 21776 - 15829 = 5947 \text{ [N]} \quad (47)$$

Moment od axiální síly:

$$M_{F1z} = F_{1z} \cdot d_{w1} = 6222 \cdot 109,99 = 684357,8 \text{ [Nmm]} \quad (48)$$

**Výpočet v rovině y – z:**

$$\sum F_y = 0:$$

$$R_{1Ay} - F_{1y} + R_{1By} = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{1y} \cdot a - R_{1By} \cdot L = 0 \quad (50)$$

$$R_{1By} = \frac{F_{1y} \cdot a}{L} = \frac{11896 \cdot 69,25}{138,5} = 5948 \text{ [N]} \quad (51)$$

$$R_{1Ay} = F_{1y} - R_{1By} = 11896 - 5948 = 5948 \text{ [N]} \quad (52)$$

Z reakčních sil ve dvou rovinách jsem vypočítal výsledné radiální síly zatěžující ložiska.

Radiální síly:

$$R_{1Ar} = \sqrt{R_{1Ax}^2 + R_{1Ay}^2} = \sqrt{5947^2 + 5948^2} = 8411 \text{ [N]} \quad (53)$$

$$R_{1Br} = \sqrt{R_{1Bx}^2 + R_{1By}^2} = \sqrt{15829^2 + 5948^2} = 16910 \text{ [N]} \quad (54)$$

Kuželíková ložiska jsou uložena čely k sobě neboli do X. Dle katalogu SKF [17] pro toto uspořádání platí případ 1b. Pro výpočet vnitřních axiálních sil v ložiskách podle vzorců uvedených v [17] musí platit následující podmínky:

$$\frac{R_{1Ar}}{Y_A} < \frac{R_{1Br}}{Y_B} \quad (55)$$

$$\frac{8411}{1,4} < \frac{16910}{1,4}$$

$$F_{1z} \geq 0,5 \cdot \left( \frac{R_{1Br}}{Y_B} - \frac{R_{1Ar}}{Y_A} \right) \quad (56)$$

$$6222 \geq 0,5 \cdot \left( \frac{16910}{1,4} - \frac{8411}{1,4} \right)$$

$$6222 \geq 3035$$

$Y_A = 1,4$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 322 15 J2/Q [17].

$Y_B = 1,4$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 322 15 J2/Q [17].

Vnitřní axiální síla v ložisku A:

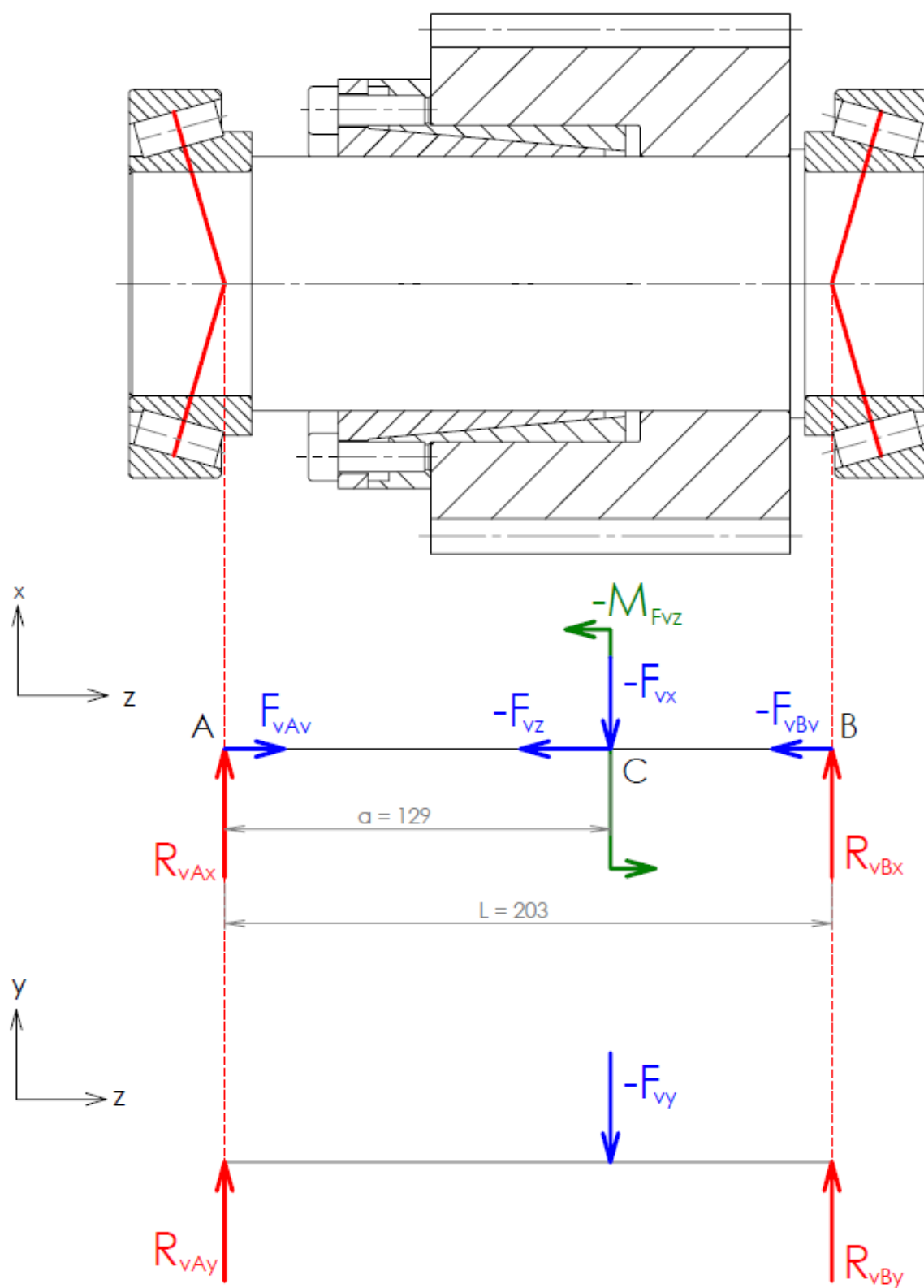
$$F_{1Av} = \frac{0,5 \cdot R_{1Ar}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 8411}{1,4} = 3004 \text{ [N]} \quad (57)$$

Vnitřní axiální síla v ložisku B:

$$\sum F_z = 0:$$

$$F_{1Av} + F_{1z} - F_{1Bv} = 0 \rightarrow F_{1Bv} = F_{1Av} + F_{1z} = 3004 + 6222 = 9226 \text{ [N]} \quad (58)$$

## 4.2 Reakce v ložiskách vloženého hřídele



Obr. 27 – Reakce v ložiskách vloženého hřídele.

**Výpočet v rovině x – z:**

$$\sum F_x = 0:$$

$$R_{vAx} - F_{vx} + R_{vBx} = 0 \quad (59)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{vx} \cdot a - M_{Fvz} - R_{vBx} \cdot L = 0 \quad (60)$$

$$R_{vBx} = \frac{F_{vx} \cdot a - M_{Fvz}}{L} = \frac{20782 \cdot 129 + 2099207}{203} = 2865 \text{ [N]} \quad (61)$$

$$R_{vAx} = F_{vx} - R_{vBx} = 20782 - 2865 = 17917 \text{ [N]} \quad (62)$$

Moment od axiální síly:

$$M_{Fvz} = F_{vz} \cdot d_{wv} = 12289 \cdot 170,82 = 2099207 \text{ [Nmm]} \quad (63)$$

**Výpočet v rovině y – z:**

$$\sum F_y = 0:$$

$$R_{vAy} - F_{vy} + R_{vBy} = 0 \quad (64)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{vy} \cdot a - R_{vBy} \cdot L = 0 \quad (65)$$

$$R_{vBy} = \frac{F_{vy} \cdot a}{L} = \frac{36074 \cdot 129}{203} = 22924 \text{ [N]} \quad (66)$$

$$R_{vAy} = F_{vy} - R_{vBy} = 36074 - 22924 = 13150 \text{ [N]} \quad (67)$$

Radiální síly:

$$R_{vAr} = \sqrt{R_{vAx}^2 + R_{vAy}^2} = \sqrt{17917^2 + 13150^2} = 22225 \text{ [N]} \quad (68)$$

$$R_{vBr} = \sqrt{R_{vBx}^2 + R_{vBy}^2} = \sqrt{2865^2 + 22924^2} = 23102 \text{ [N]} \quad (69)$$



Dle katalogu SKF [17] platí pro uspořádání ložisek na vloženém hřídeli případ 2a. Výpočet vnitřních axiálních sil v ložiskách dle tohoto případu je opět podmíněn následujícími podmínkami popsány v katalogu:

$$\frac{R_{vAr}}{Y_A} \leq \frac{R_{vBr}}{Y_B} \quad (70)$$

$$\frac{22225}{1,4} \leq \frac{23102}{1,4}$$

$$F_{vz} \geq 0 \quad (71)$$

$$12289 \geq 0$$

$Y_A = 1,4$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 332 15 /Q [17].

$Y_B = 1,4$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 332 15 /Q [17].

Vnitřní axiální síla v ložisku B:

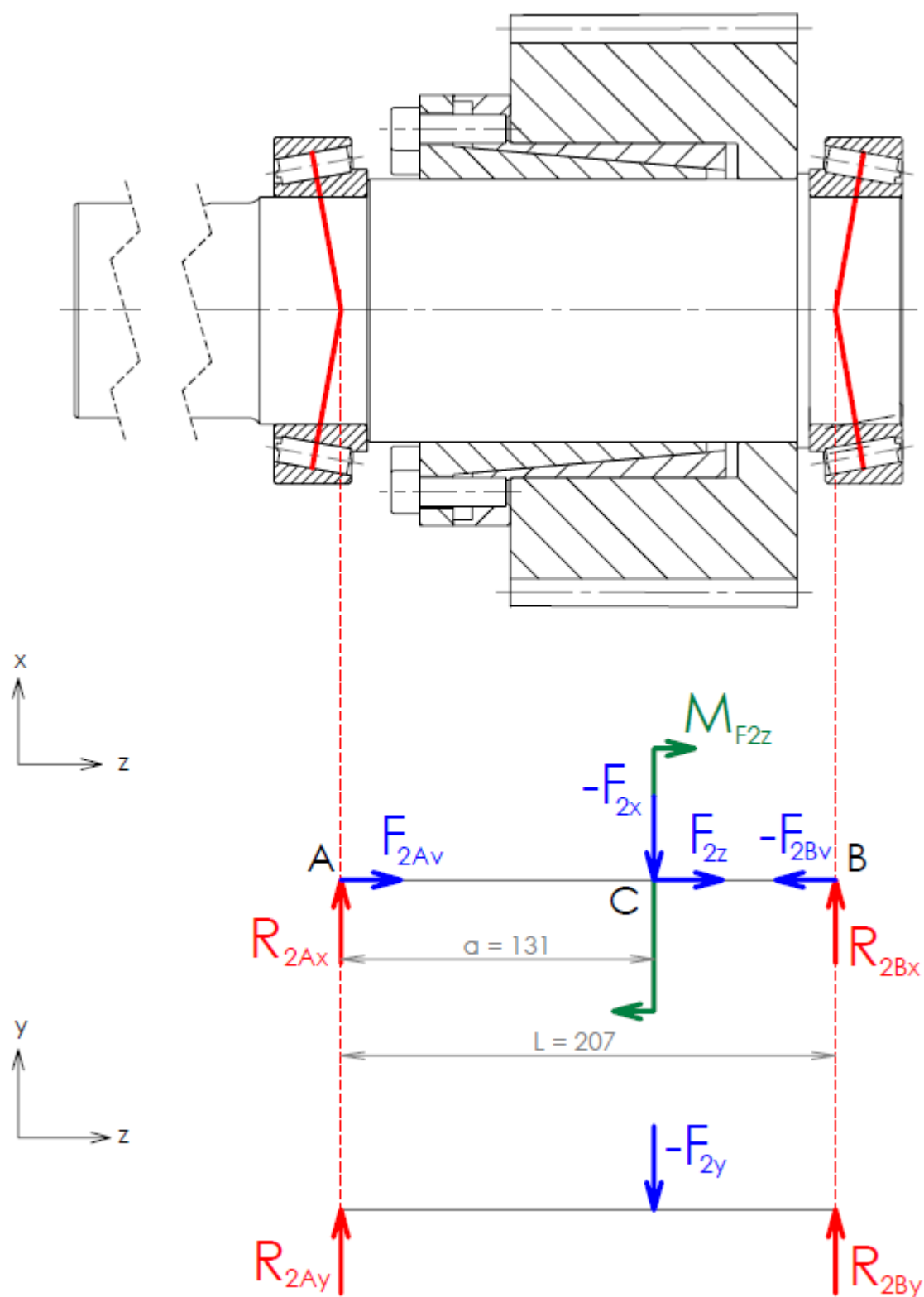
$$F_{vBv} = \frac{0,5 \cdot R_{vBr}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 23102}{1,4} = 8251 \text{ [N]} \quad (72)$$

Vnitřní axiální síla v ložisku A:

$$\sum F_z = 0:$$

$$F_{vAv} - F_{vz} - F_{vBv} = 0 \rightarrow F_{vAv} = F_{vBv} + F_{vz} = 8251 + 12289 = 20540 \text{ [N]} \quad (73)$$

### 4.3 Reakce v ložiskách výstupního hřídele



Obr. 28 – Reakce v ložiskách výstupního hřídele.

**Výpočet v rovině x – z:**

$$\sum F_x = 0:$$

$$R_{2Ax} - F_{2x} + R_{2Bx} = 0 \quad (74)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{2x} \cdot a + M_{F2z} - R_{2Bx} \cdot L = 0 \quad (75)$$

$$R_{2Bx} = \frac{F_{2x} \cdot a + M_{F2z}}{L} = \frac{994 \cdot 131 + 1456565}{207} = 7666 \text{ [N]} \quad (76)$$

$$R_{2Ax} = F_{2x} - R_{2Bx} = 994 - 7666 = -6672 \text{ [N]} \quad (77)$$

Moment od axiální síly:

$$M_{F2z} = F_{2z} \cdot d_{w2} = 6067 \cdot 240,08 = 1456565 \text{ [Nmm]} \quad (78)$$

**Výpočet v rovině y – z:**

$$\sum F_y = 0:$$

$$R_{2Ay} - F_{2y} + R_{2By} = 0 \quad (79)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_{2y} \cdot a - R_{2By} \cdot L = 0 \quad (80)$$

$$R_{2By} = \frac{F_{2y} \cdot a}{L} = \frac{24178 \cdot 131}{207} = 15301 \text{ [N]} \quad (81)$$

$$R_{2Ay} = F_{2y} - R_{2By} = 24178 - 15301 = 8877 \text{ [N]} \quad (82)$$

Radiální síly:

$$R_{2Ar} = \sqrt{R_{2Ax}^2 + R_{2Ay}^2} = \sqrt{(-6672)^2 + 8877^2} = 11105 \text{ [N]} \quad (83)$$

$$R_{2Br} = \sqrt{R_{2Bx}^2 + R_{2By}^2} = \sqrt{7666^2 + 15301^2} = 17114 \text{ [N]} \quad (84)$$

Pro uspořádání ložisek na výstupním hřídeli platí stejně jako pro vstupní hřídel případ 1b.  
Pro výpočet vnitřních axiálních sil v ložiskách podle vzorců uvedených v [17] platí následující podmínky:

$$\frac{R_{2Ar}}{Y_A} < \frac{R_{2Br}}{Y_B} \quad (85)$$

$$\frac{11105}{2,1} < \frac{17114}{2,1}$$

$$F_{2z} \geq 0,5 \cdot \left( \frac{R_{2Br}}{Y_B} - \frac{R_{2Ar}}{Y_A} \right) \quad (86)$$

$$6067 \geq 0,5 \cdot \left( \frac{17114}{2,1} - \frac{11105}{2,1} \right)$$

$$6067 \geq 1431$$

$Y_A = 2,1$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 330 19 /Q [17].

$Y_B = 2,1$  [–] – výpočtový součinitel ložiska 330 19 /Q [17].

Vnitřní axiální síla v ložisku A:

$$F_{1Av} = \frac{0,5 \cdot R_{2Ar}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 11105}{2,1} = 2644 \text{ [N]} \quad (87)$$

Vnitřní axiální síla v ložisku B:

$$\sum F_z = 0:$$

$$F_{2Av} + F_{2z} - F_{2Bv} = 0 \rightarrow F_{2Bv} = F_{2Av} + F_{2z} = 2644 + 6067 = 8711 \text{ [N]} \quad (88)$$

## 5 Ložiska

Hřídele jsou ve skříní převodovky uloženy v kuželíkových ložiskách. Tato ložiska mohou přenášet vedle radiálních sil také větší axiální síly, a proto se hodí pro použití v mé převodovce se šikmými zuby.

Výpočet jsem provedl vždy pro jedno více zatížené ložisko na hřídeli. Na druhé straně hřídele je stejné ložisko, ale protože je méně zatěžované tak vždy vyjde lépe.

Volil jsem ložiska firmy SKF a při výpočtu jsem postupoval dle příslušného katalogu [17].

### 5.1 Ložiska vstupního hřídele

Pro uložení vstupního hřídele v převodovce jsem zvolil ložiska 322 15 J2/Q. Potřebné součinitele pro výpočet ekvivalentního dynamického a statického zatížení jsou  $e = 0,43 [-]$ ,  $Y = 1,4 [-]$  a  $Y_0 = 0,8 [-]$ . [17]

Nejvíce zatížené je ložisko, které je na obr. 26 vpravo, v místě B.

#### Ekvivalentní dynamické zatížení:

Dle katalogu SKF je vzorec pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení závislý na velikosti podílu axiální a radiální síly vůči součiniteli  $e$ . V tomto případě platí:

$$\frac{F_{1Bv}}{R_{1Br}} > e \quad (89)$$

$$\frac{9226}{16910} > 0,430$$

$$0,546 > 0,430$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_{1B} = 0,4 \cdot R_{1Br} + Y \cdot F_{1Bv} = 0,4 \cdot 16910 + 1,4 \cdot 9226 = 19680 \text{ [N]} \quad (90)$$

**Trvanlivost ložiska 322 15 J2/Q:**

$$L_{10h1B} = \left( \frac{C}{P_{1B}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left( \frac{161000}{19860} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1175,7} = 15172 \text{ [hodin]} \quad (91)$$

$C = 161 \text{ [kN]}$  – dynamická únosnost ložiska 322 15 J2/Q [17].

$p = \frac{10}{3} [-]$  – exponent pro ložiska s čárovým stykem.

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_{01B} = 0,5 \cdot R_{1Br} + Y_0 \cdot F_{1Bv} = 0,5 \cdot 16910 + 0,8 \cdot 9226 = 15836 \text{ [N]} \quad (92)$$

Protože ekvivalentní statické zatížení  $P_{01B}$  je menší než radiální síla  $R_{1Br}$ , pro výpočet statické únosnosti jsem použil radiální sílu.

**Statická únosnost:**

$$S_{01B} = \frac{C_0}{R_{1Br}} = \frac{212000}{16910} = 12,5 [-] \quad (93)$$

$C_0 = 212 \text{ [kN]}$  – statická únosnost ložiska 322 15 J2/Q [17].

**5.2 Ložiska vloženého hřídele**

Vložený hřídel je v převodovce uložen v ložiskách 332 15 /Q. Součinitele potřebné pro výpočet ekvivalentního dynamického a statického zatížení jsou  $e = 0,43 [-]$ ,  $Y = 1,4 [-]$  a  $Y_0 = 0,8 [-]$ , [17]

Nejvíce zatížené je ložisko, které je na obr. 27 vlevo, v místě A.

**Ekvivalentní dynamické zatížení:**

$$\frac{F_{vAv}}{R_{vAr}} > e \quad (94)$$

$$\frac{20540}{22225} > 0,430$$

$$0,924 > 0,430$$

Vzorec pro ekvivalentní zatížení tedy je:

$$P_{vA} = 0,4 \cdot R_{vAr} + Y \cdot F_{vAv} = 0,4 \cdot 22225 + 1,4 \cdot 20540 = 37646 \text{ [N]} \quad (95)$$

**Trvanlivost ložiska 322 15 J2/Q:**

$$L_{10hvA} = \left( \frac{C}{P_{vA}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} = \left( \frac{209000}{37646} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 747} = 6760 \text{ [hodin]} \quad (96)$$

$C = 209 \text{ [kN]}$  – dynamická únosnost ložiska 332 15 /Q [17].

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_{0vA} = 0,5 \cdot R_{vAr} + Y_0 \cdot F_{vAv} = 0,5 \cdot 22225 + 0,8 \cdot 20540 = 27545 \text{ [N]} \quad (97)$$

**Statická únosnost:**

$$S_{0vA} = \frac{C_0}{P_{0vA}} = \frac{300000}{27545} = 10,9 \text{ [-]} \quad (98)$$

$C_0 = 300 \text{ [kN]}$  – statická únosnost ložiska 332 15 /Q [17].

### 5.3 Ložiska Výstupního hřídele

Výstupní hřídel je uložen v ložiskách 330 19 /Q. Součinitele potřebné pro výpočet ekvivalentního dynamického a statického zatížení jsou  $e = 0,28 \text{ [-]}$ ,  $Y = 2,1 \text{ [-]}$  a  $Y_0 = 1,1 \text{ [-]}$ , [17]

Nejvíce zatížené je ložisko, které je na obr. 28 vpravo, v místě B.

**Ekvivalentní dynamické zatížení:**

$$\frac{F_{2Bv}}{R_{2Br}} > e \quad (99)$$

$$\frac{8711}{17114} > 0,280$$

$$0,509 > 0,280$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_{2B} = 0,4 \cdot R_{2Br} + Y \cdot F_{2Bv} = 0,4 \cdot 17114 + 2,1 \cdot 8711 = 25139 \text{ [N]} \quad (100)$$

**Trvanlivost ložiska 322 15 J2/Q:**

$$L_{10h2B} = \left( \frac{C}{P_{2B}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} = \left( \frac{220000}{25139} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 536} = 42947 \text{ [hodin]} \quad (101)$$

$C = 220 \text{ [kN]}$  – dynamická únosnost ložiska 330 19 /Q [17].

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_{02B} = 0,5 \cdot R_{2Br} + Y_0 \cdot F_{2Bv} = 0,5 \cdot 17114 + 1,1 \cdot 8711 = 18139 \text{ [N]} \quad (102)$$

**Statická únosnost:**

$$S_{02B} = \frac{C_0}{P_{02B}} = \frac{375000}{18139} = 20,7 \text{ [-]} \quad (103)$$

$C_0 = 375 \text{ [kN]}$  – statická únosnost ložiska 330 19 /Q [17].

**Shrnutí:**

Jak je možné vidět, ložiska vstupního a výstupního hřídele mají dostatečnou trvanlivost, která je větší než 10000 hodin. Tato ložiska tedy vyhovují. Ložiska vloženého hřídele jsou však namáhána mnohem více. Jejich trvanlivost je menší než 10000 hodin. K dosažení větší trvanlivosti bych mohl zvolit větší ložiska s větší dynamickou únosností. Toto však nebylo možné, protože osová vzdálenost mezi vstupním a vloženým hřídelem není dostatečně velká na to, abych mohl větší ložiska použít. Proto jsem byl nucen ponechat stávající ložiska. Problém s nižší trvanlivostí jsem vyřešil tím, že při dosažení 6000 provozních hodin je nutné provést údržbu převodovky zahrnující jak výměnu oleje, tak i výměnu ložisek vloženého hřídele.

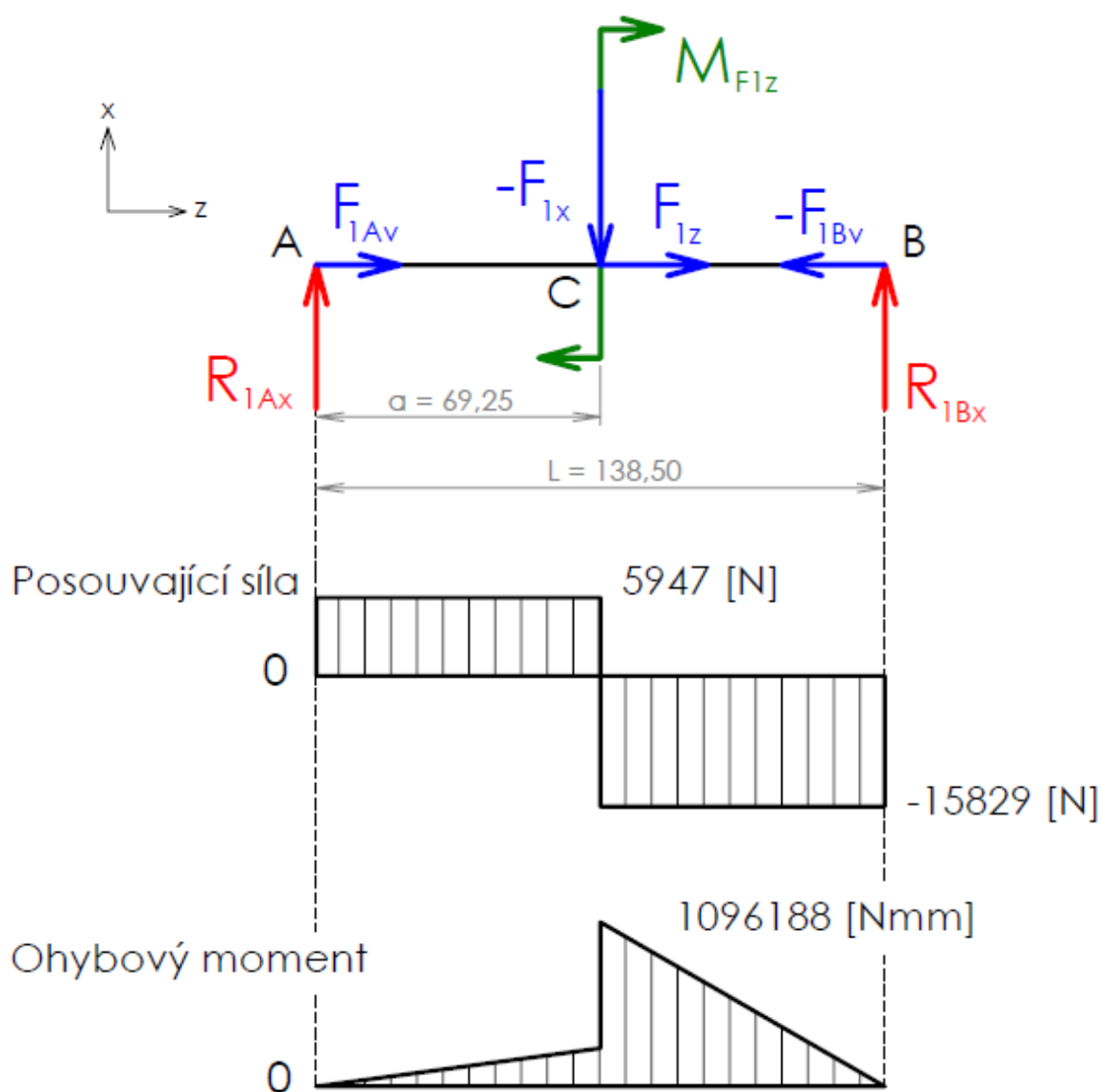


## 6 Kontrola hřídelů

Hřídele v převodovce jsou namáhány různými druhy zatížení. Vstupní hřídel je namáhán krouticím a ohybovým momentem. Vložený a výstupní hřídel jsou namáhány ohybovým momentem a tlakem od upínacího pouzdra, výstupní hřídel je navíc zatížen krouticím momentem.

### 6.1 Kontrola vstupního hřídele

Výpočet posouvající síly a ohybového momentu v rovině  $x - z$ :



Obr. 29 – Průběhy sil a momentu v rovině  $x - z$ .

Posouvající síla:

$$T_A^L = 0 \text{ [N]} \quad (104)$$

$$T_A^P = R_{1Ax} = 5947 \text{ [N]} \quad (105)$$

$$T_C^L = R_{1Ax} = 5947 \text{ [N]} \quad (106)$$

$$T_C^P = R_{1Ax} - F_{1x} = 5947 - 21776 = -15829 \text{ [N]} \quad (107)$$

$$T_B^L = R_{1Ax} - F_{1x} = 5947 - 21776 = -15829 \text{ [N]} \quad (108)$$

$$T_B^P = R_{1Ax} - F_{1x} + R_{1Bx} = 5947 - 21776 + 15829 = 0 \text{ [N]} \quad (109)$$

Ohybový moment:

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (110)$$

$$M_C^L = R_{1Ax} \cdot a = 5947 \cdot 69,25 = 411830 \text{ [Nmm]} \quad (111)$$

$$M_C^P = R_{1Ax} \cdot a + M_{F1z} = 5947 \cdot 69,25 + 684357,8 = 1096188 \text{ [Nmm]} \quad (112)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{1Ax} \cdot L + M_{F1z} - F_{1x} \cdot (L - a) \quad (113)$$

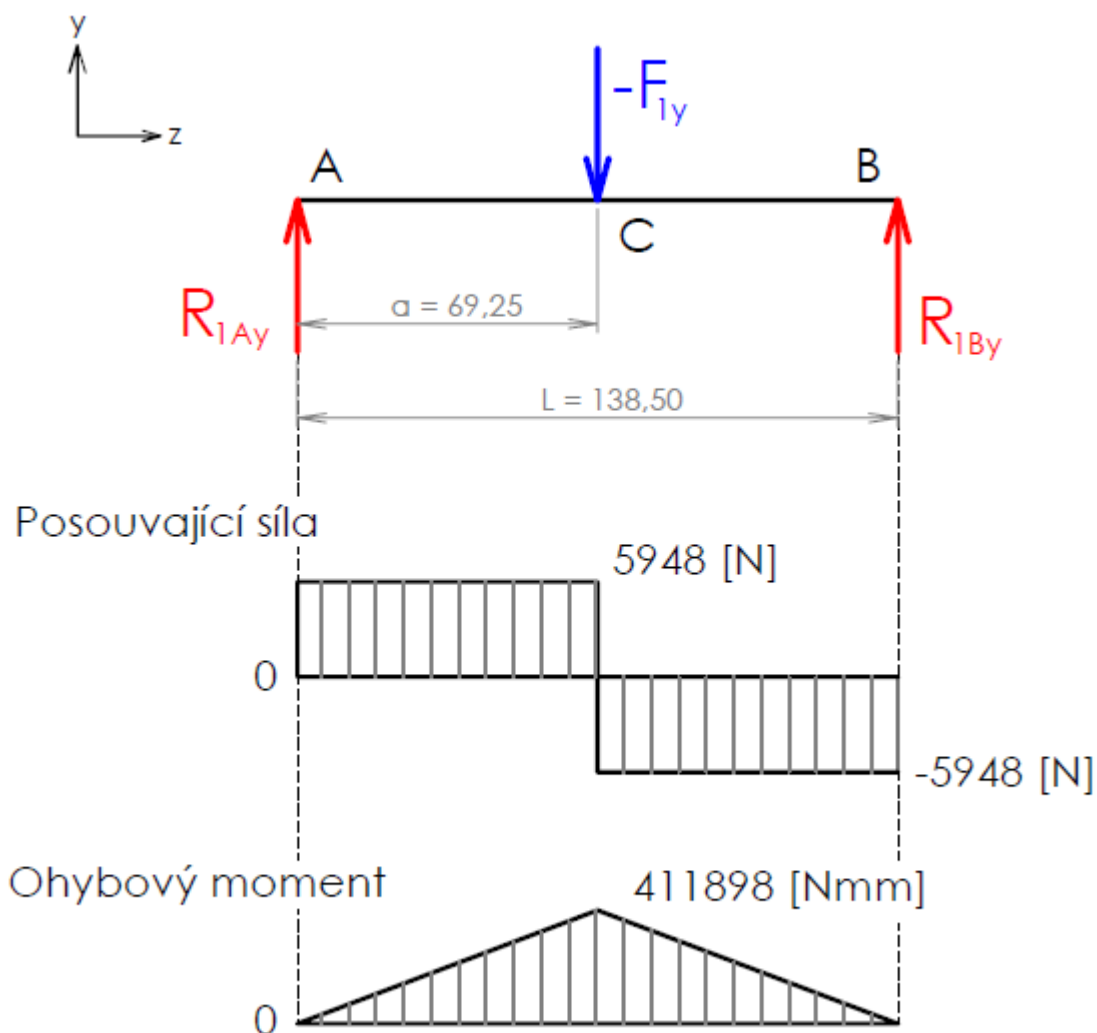
$$M_B^L = M_B^P = 5947 \cdot 138,5 + 684357,8 - 21776 \cdot (138,5 - 69,25)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině x – z:

$$M_{10 \max x-z} = 1096188 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet posouvající síly a ohybového momentu v rovině y – z:



Obr. 30 – Průběhy sil a momentu v rovině y – z.

Posouvající síla:

$$T_A^L = 0 \text{ [N]} \quad (114)$$

$$T_A^P = R_{1Ay} = 5948 \text{ [N]} \quad (115)$$

$$T_C^L = R_{1Ay} = 5948 \text{ [N]} \quad (116)$$

$$T_C^P = R_{1Ay} - F_{1y} = 5948 - 11896 = -5948 \text{ [N]} \quad (117)$$

$$T_B^L = R_{1Ay} - F_{1y} = 5948 - 11896 = -5948 \text{ [N]} \quad (118)$$

$$T_B^P = R_{1Ay} - F_{1y} + R_{1By} = 5948 - 11896 + 5948 = 0 \text{ [N]} \quad (119)$$

Ohybový moment:

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (120)$$

$$M_C^L = M_C^P = R_{1Ay} \cdot a = 5948 \cdot 69,25 = 411898 \text{ [Nmm]} \quad (121)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{1Ay} \cdot L - F_{1y} \cdot (L - a) \quad (122)$$

$$M_B^L = M_B^P = 5948 \cdot 138,5 - 11896 \cdot (138,5 - 69,25)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině y – z:

$$M_{10 \max y-z} = 411898 \text{ [Nmm]}$$

**Výsledný maximální ohybový moment:**

$$M_{10 \max} = \sqrt{M_{10 \max x-z}^2 + M_{10 \max y-z}^2} = \sqrt{1096188^2 + 411898^2} \quad (123)$$

$$M_{10 \max} = 1171020 \text{ [Nmm]}$$

Největší ohybový moment působí v místě C. Proto jsem provedl statickou kontrolu vstupního hřídele v tomto místě. Místo C se nachází uprostřed ozubení pastorku. Protože je ozubení vyrobeno přímo na hřídeli uvažuji pro výpočet napětí průměr patní kružnice jako průměr hřídele v tomto místě.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{10 \max}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{f1}^3} = \frac{1171020}{\frac{\pi}{32} \cdot 98,933^3} = 12,3 \text{ [MPa]} \quad (124)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{T_1}{W_K} = \frac{T_1}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{f1}^3} = \frac{1277 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 98,933^3} = 6,7 \text{ [MPa]} \quad (125)$$

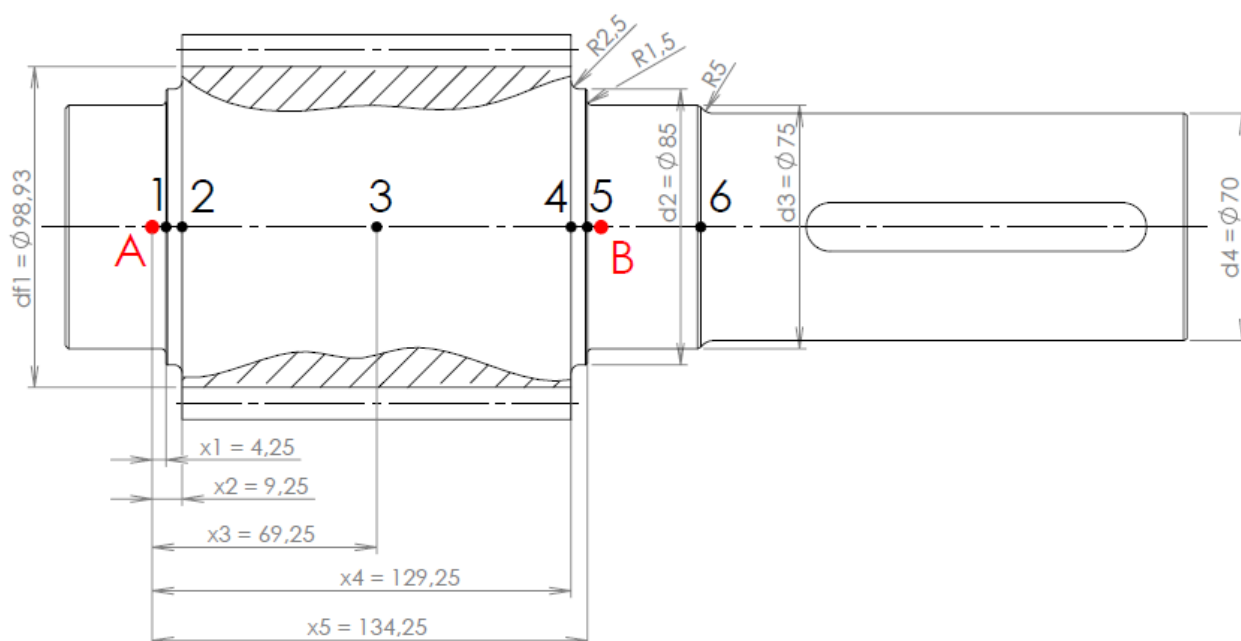
## Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{(\alpha_{\sigma 3} \cdot \sigma_0)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau 3} \cdot \tau_K)^2}} = \frac{225}{\sqrt{(2,7 \cdot 12,3)^2 + 3 \cdot (2 \cdot 6,7)^2}} = 5,6 [-] \quad (126)$$

Tvarové součinitele  $\alpha_{\sigma 3}$  a  $\alpha_{\tau 3}$  jsem zavedl, protože v místě působení momentů je vyrobeno ozubení, které působí jako vrub. Hodnoty těchto součinitelů jsou uvedeny v tabulce 4. Hodnota meze kluzu vychází z materiálu pastorku. Pro pastorek jsem zvolil materiál 12 020, jehož mez kluzu je podle [4]  $R_e = 225$  [MPa].

## Kontrola vstupního hřídele na únavu:

Pro kontrolu jsem určil několik kritických míst na hřídeli. V každém z těchto míst jsem určil ohybový a krouticí moment, následně napětí v ohybu, v krutu a hodnotu statické bezpečnosti. V místě s nejmenší hodnotou bezpečnosti jsem určil mez únavy a výslednou hodnotu dynamické bezpečnosti. Kritická místa jsou označena na obrázku 31. V místech A a B působí reakce v ložiskách.



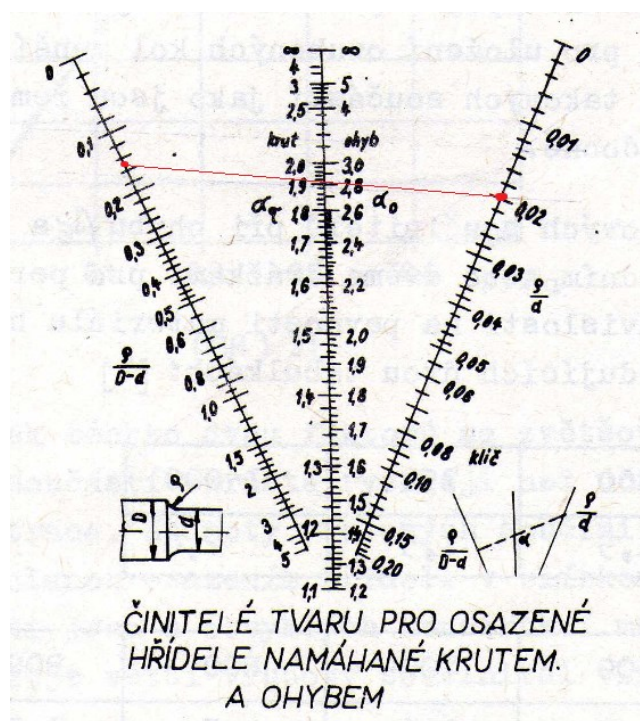
Obr. 31 – Kritická místa na vstupním hřídeli.

V tabulce 3 jsou pro všechny kritické místa uvedeny ohybové momenty v rovině  $x - z$   $M_{Oix-z}$ , ohybové momenty v rovině  $y - z$   $M_{Oiy-z}$ , celkové ohybové momenty  $M_{Oi}$ , napětí v ohybu  $\sigma_{Oi}$  a napětí v krutu  $\tau_{Ki}$ .

Tab. 3 – hodnoty momentů a napětí v kritických místech.

Kritické místo i	1	2	3	4	5	6
$M_{Oix-z}$ [Nmm]	25 275	55 010	1 096 188	146 448	67 303	0
$M_{Oiy-z}$ [Nmm]	25 279	55 019	411 898	55 019	25 279	0
$M_{Oi}$ [Nmm]	35 747	77 802	1 171 020	156 442	71 894	0
$\sigma_{Oi}$ [MPa]	0,9	1,3	12,3	2,6	1,7	0
$\tau_{Ki}$ [MPa]	0	0	6,7	10,6	15,4	19

Dále jsem pro jednotlivá kritická místa určil tvarové součinitele pro ohyb  $\alpha_{\sigma i}$  a pro krut  $\alpha_{\tau i}$ . Na obrázku 32 je znázorněn postup grafického stanovení součinitelů pro místo 1.



Obr. 32 – Určení součinitelů vrubů v místě 1. [2]

Způsobem naznačeným na obrázku 32 jsem určil i zbývající součinitele, které uvádím v tabulce 4. Kritické místo 3 je specifické tím, že je zde vyrobeno ozubení pastorku. Pro toto místo jsem tvarový součinitel vypočítal z vrubového součinitele pro rovnoboké drážkování.

$$\beta_{\sigma} = (\alpha_{\sigma} - 1) \cdot \eta_c \quad (127)$$

Ze vztahu (127) vyplývá:

$$\alpha_{\sigma 3} = \frac{\beta_{\sigma 3}}{\eta_c} + 1 = \frac{1,35}{0,8} + 1 = 2,7 [-] \quad (128)$$

$\beta_{\sigma 3} = 1,35 [-]$  – vrubový součinitel pro rovnoboké drážkování.

$\eta_c = 0,8 [-]$  – součinitel vrubové citlivosti [6].

Protože parametry rovnobokého drážkování jsou od evolventního ozubení rozdílné, rozhodl jsem se poupravit hodnotu tohoto součinitele. Přechodová křivka vyrobeného ozubení má větší poloměr zaoblení než tomu bývá u rovnobokého drážkování. Vrubový účinek tohoto zaoblení je tedy menší a na základě toho jsem upravil hodnotu tvarového součinitele na  $\alpha_{\sigma 3} = 1,9 [-]$ .

Mezi součinitelem tvaru pro ohyb a pro krut platí vztah (129). Z něj vyplývá hodnota součinitele tvaru pro krut.

$$\alpha_{\sigma} \approx 1,3 \cdot \alpha_{\tau} \quad (129)$$

$$\alpha_{\tau 3} \approx \frac{\alpha_{\sigma 3}}{1,3} \approx \frac{1,9}{1,3} \approx 1,46 [-] \quad (130)$$

Tab. 4 – Součinitelé tvaru.

Kritické místo i	$\alpha_{\sigma i} [-]$	$\alpha_{\tau i} [-]$
1	2,80	1,90
2	1,74	1,36
3	1,90	1,46
4	1,74	1,36
5	2,80	1,90
6	1,78	1,38

Výpočet statických bezpečností pro kritická místa:

Podle vztahu (131) jsem vypočítal statické součinitele bezpečnosti ve všech zvolených kritických místech. Hodnoty statických bezpečností jsou uvedeny v tabulce 5. V místě s nejmenší hodnotou bezpečnosti jsem dále pokračoval určením meze únavy a výpočtem dynamické bezpečnosti.

$$k_{si} = \frac{R_e}{\sqrt{(\alpha_{\sigma i} \cdot \sigma_{Oi})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau i} \cdot \tau_{Ki})^2}} [-] \quad (131)$$

Tab. 5 – Součinitelé bezpečnosti.

Kritické místo i	$k_{si}$ [–]
1	78,0
2	99,0
3	7,8
4	8,8
5	4,4
6	8,6

Minimální hodnota statické bezpečnosti je tedy  $k_{s5} = 4,4$  [–] a nachází se v místě 5.

### Výpočet dynamické bezpečnosti pro místo 5:

Pro materiál 12 020 je dle [4] hodnota meze pevnosti  $R_m = 390$  [MPa] a meze kluzu  $R_e = 225$  [MPa].

Pro mez únavy v ohybu pro hladký vzorek platí podle [3] vztah:

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 390 = 191 \text{ [MPa]} \quad (132)$$

Mez únavy skutečné součásti.

$$\sigma_{CO5}^* = \sigma_{CO} \cdot \frac{\eta_{P5} \cdot \varepsilon_{v5}}{\beta_{\sigma5}} = 191 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,73}{2,2} = 60 \text{ [MPa]} \quad (133)$$

$\eta_{P5} = 0,95$  [–] – součinitel jakosti povrchu pro místo 5 [3].

$\varepsilon_{v5} = 0,73$  [–] – součinitel velikosti pro místo 5 [3].

Vrubový součinitel  $\beta_{\sigma5}$ :

$$\beta_{\sigma5} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma5} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{2,8 - 1}{1 + \frac{0,6}{\sqrt{1,5}}} = 2,2 \text{ [–]} \quad (134)$$

$\sqrt{A} = 0,6$  [–] – Neuberova konstanta [3].

$\rho = 1,5$  [mm] – poloměr vrubu v místě 5 viz obr. 31



Bezpečnost v ohybu:

$$k_{\sigma 5} = \frac{\sigma_{c05}^*}{\sigma_{05}} = \frac{60}{1,7} = 35 [-] \quad (135)$$

Bezpečnost v krutu:

$$k_{\tau 5} = \frac{\tau_{Kt}}{\alpha_{\tau 5} \cdot \tau_{K5}} = \frac{152}{1,9 \cdot 15,4} = 5,2 [-] \quad (136)$$

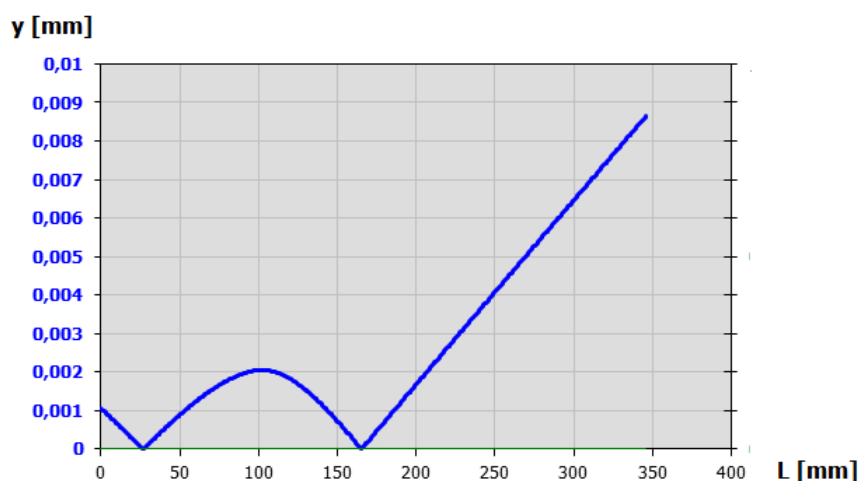
Při výpočtu bezpečnosti v krutu jde vlastně o výpočet statické bezpečnosti v krutu, protože namáhání hřídele krutem je konstantní a nemění se.

$$\tau_{KD} = 0,677 \cdot R_e = 0,677 \cdot 225 = 152 [\text{MPa}] \quad (137)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{v5} = \frac{k_{\sigma 5} \cdot k_{\tau 5}}{\sqrt{k_{\sigma 5}^2 + k_{\tau 5}^2}} = \frac{35 \cdot 5,2}{\sqrt{35^2 + 5,2^2}} = 5,14 [-] \quad (138)$$

Průhyb hřídele jsem vypočítal pomocí programu MITCalc [18]. Maximální hodnota průhybu je  $y_{max} = 0,0087 [\text{mm}]$ . Naklopení pod ložiskem v místě A:  $\vartheta_A = 0,0023 [^\circ]$  a pod ložiskem v místě B:  $\vartheta_B = 0,0028 [^\circ]$ .

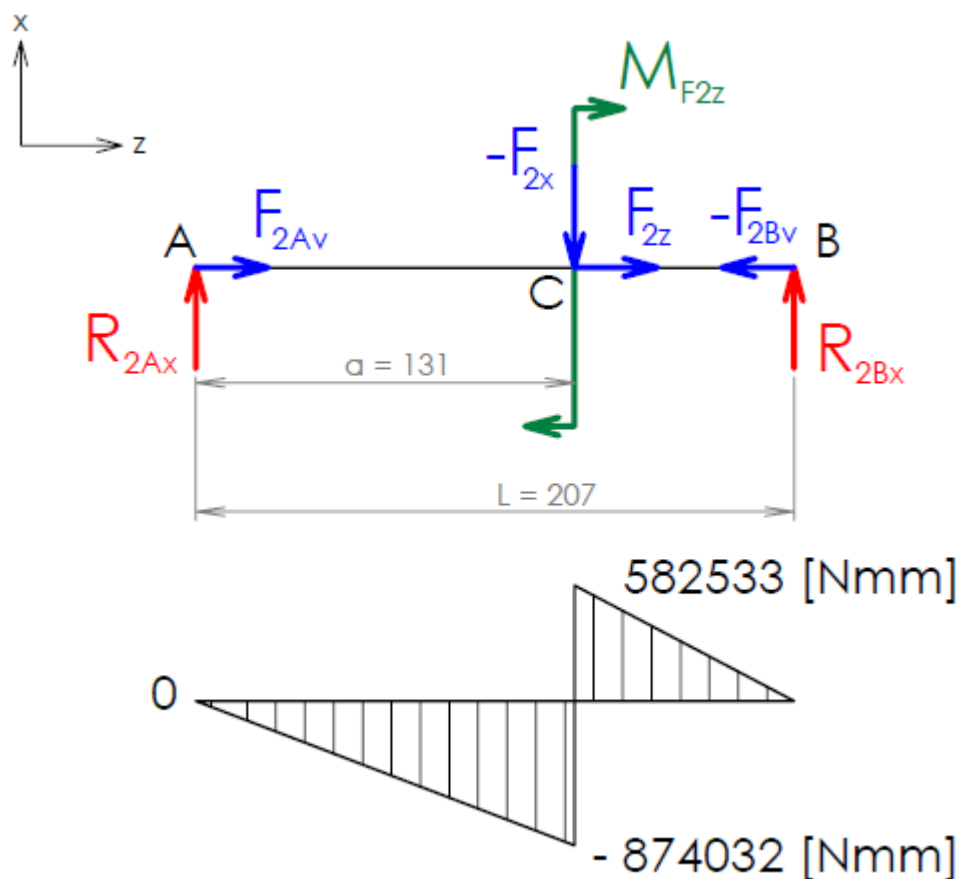


Obr. 33 – Průhyb vstupního hřídele. [18]

## 6.2 Kontrola výstupního hřídele

Tento hřídel je namáhán přídatným zatížením, které vyvolává tlak od upínacího kroužku. Mimo toto zatížení působí na hřídel také ohyb a krut. Na hřídel tedy působí trojosá napjatost a nelze ho kontrolovat stejným způsobem jako vstupní hřídel.

Výpočet ohybového momentu v rovině  $x - z$ :



Obr. 34 – Průběh ohybového momentu v rovině  $x - z$ .

Ohybový moment:

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (139)$$

$$M_C^L = R_{2Ax} \cdot a = -6672 \cdot 131 = -874032 \text{ [Nmm]} \quad (140)$$

$$M_C^P = R_{2Ax} \cdot a + M_{F2z} = -6672 \cdot 131 + 1456565 = 582533 \text{ [Nmm]} \quad (141)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{2Ax} \cdot L + M_{F2z} - F_{2x} \cdot (L - a) \quad (142)$$

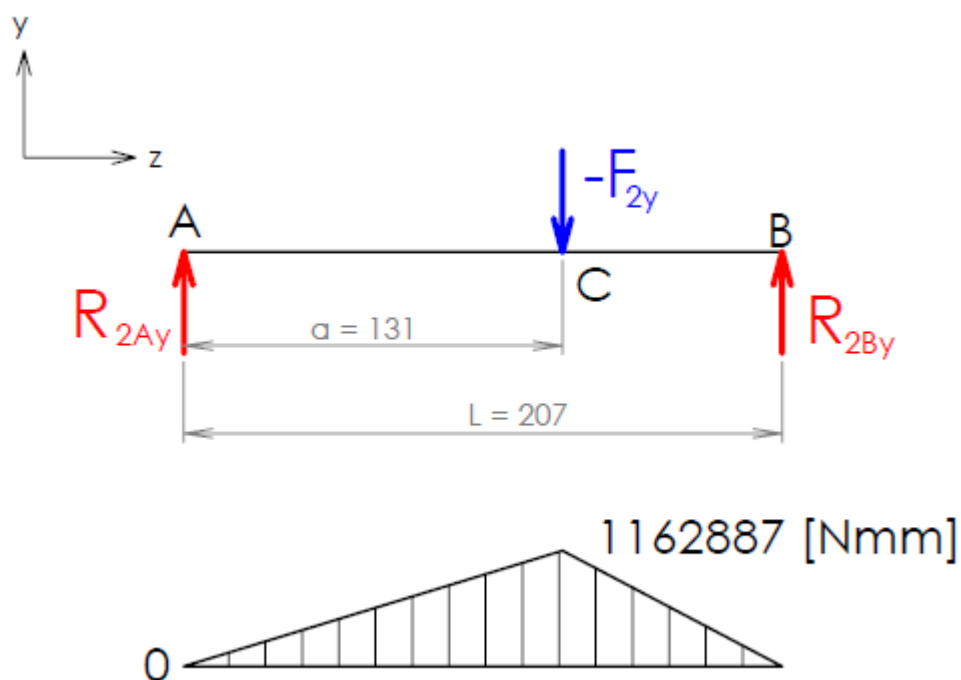
$$M_B^L = M_B^P = -6672 \cdot 207 + 1456565 - 994 \cdot (207 - 131)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině x – z:

$$M_{20 \max x-z} = 874032 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet ohybového momentu v rovině y – z:



Obr. 35 – Průběh ohybového momentu v rovině y – z.

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (143)$$

$$M_C^L = M_C^P = R_{2Ay} \cdot a = 8877 \cdot 131 = 1162887 \text{ [Nmm]} \quad (144)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{2Ay} \cdot L - F_{2y} \cdot (L - a) \quad (145)$$

$$M_B^L = M_B^P = 8877 \cdot 207 - 24178 \cdot (207 - 131)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině y – z:

$$M_{20 \max y-z} = 1162887 \text{ [Nmm]}$$

**Výsledný maximální ohybový moment:**

$$M_{20 \max} = \sqrt{M_{20 \max x-z}^2 + M_{20 \max y-z}^2} = \sqrt{874032^2 + 1162887^2} \quad (146)$$

$$M_{20 \max} = 1454730 \text{ [Nmm]}$$

Největší ohybový moment působí na hřídel v místě C, tedy uprostřed ozubeného kola upevněného na hřídeli. V tomto místě jsem provedl statickou kontrolu hřídele.

Napětí od ohybového momentu v místě C:

$$\sigma_{0C} = \frac{M_0}{W_0} = \frac{M_{20 \max}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{2C}^3} = \frac{1454730}{\frac{\pi}{32} \cdot 110^3} = 11 \text{ [MPa]} \quad (147)$$

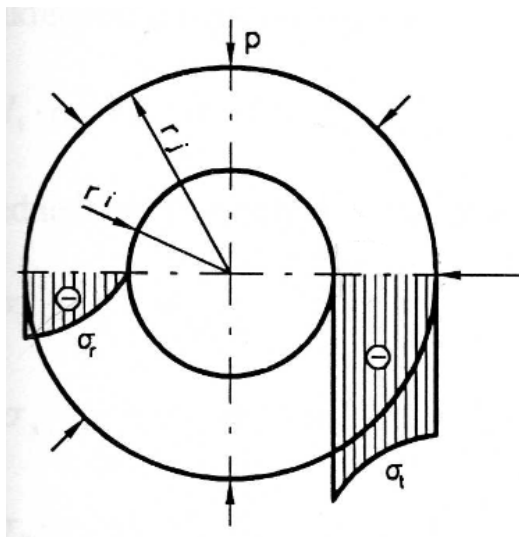
$d_{2C} = 110 \text{ [mm]}$  – průměr výstupního hřídele v místě C.

Napětí od krouticího momentu v místě C:

$$\tau_{KC} = \frac{T_2}{W_K} = \frac{T_2}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{2C}^3} = \frac{2607 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 110^3} = 10 \text{ [MPa]} \quad (148)$$

$$T_2 = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 146304}{\pi \cdot 536} = 2607 \text{ [Nm]} \quad (149)$$

Radiální napětí od vnějšího tlaku:



Obr. 36 – Průběh radiálního a tečného napětí. [7]

Pro vnější průměr hřídele, který odpovídá označení  $r_j$  platí pro radiální napětí vztah:

$$\sigma_r = -p = -80 \text{ [MPa]} \quad (150)$$

$p = 80 \text{ [MPa]}$  – tlak vyvolaný upínacím kroužkem [10].

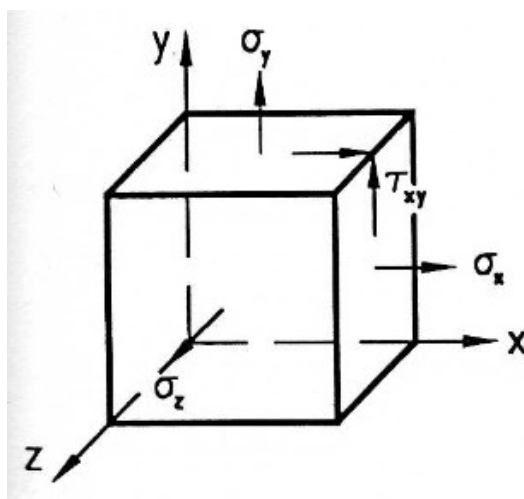
Tečné napětí je vyjádřeno vztahem:

$$\sigma_t = -p \cdot \frac{r_j^2 + r_i^2}{r_j^2 - r_i^2} \quad (151)$$

Protože v mém případě se nejedná o dutý hřídel, vnitřní průměr  $r_i$  je nulový a tečné napětí je pak:

$$\sigma_t = -p = -80 \text{ [MPa]} \quad (152)$$

Přiřazení složek napětí.



Obr. 37 – Přiřazení složek napětí. [7]

Složce  $\sigma_x$  jsem přiřadil ohybové napětí  $\sigma_{OC} = 11 \text{ [MPa]}$ . Složce  $\sigma_y$  jsem přiřadil radiální napětí  $\sigma_r = -80 \text{ [MPa]}$ . Složce  $\sigma_z$  jsem přiřadil tečné napětí  $\sigma_t = -80 \text{ [MPa]}$  a složce  $\tau_{xy}$  jsem přiřadil napětí od krouticího momentu  $\tau_{KC} = 10 \text{ [MPa]}$ .

Charakteristická rovnice tenzoru napětí má tvar:

$$\sigma^3 - I_1 \cdot \sigma^2 + I_2 \cdot \sigma - I_3 = 0 \quad (153)$$

Jednotlivé invarianty tenzoru napětí jsou:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (154)$$

$$I_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 \quad (155)$$

$$I_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{xz}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (156)$$

Charakteristická rovnice tenzoru napětí je rovnice třetího řádu:

$$\sigma^3 + a \cdot \sigma^2 + b \cdot \sigma + c = 0 \quad (157)$$

Po zavedení substituce:

$$\sigma = x - \frac{a}{3} \quad (158)$$

Vychází redukovaný tvar rovnice:

$$x^3 + p \cdot x + q = 0 \quad (159)$$

kde:

$$p = -\frac{a^2}{3} + b = -\frac{I_1^2}{3} + I_2 \quad (160)$$

$$q = \frac{2 \cdot a^3}{27} - \frac{b \cdot a}{3} + c = -\frac{2 \cdot I_1^3}{27} + \frac{I_1 \cdot I_2}{3} - I_3 \quad (161)$$

Kořeny redukované rovnice jsou:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} \quad (162)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left( \frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (163)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left( \frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (164)$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left( \frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \quad (165)$$

Kořeny rovnice v normovaném tvaru jsou:

$$\sigma_I = x_1 - \frac{a}{3} = x_1 + \frac{I_1}{3} \quad (166)$$

$$\sigma_{II} = x_2 - \frac{a}{3} = x_2 + \frac{I_1}{3} \quad (167)$$

$$\sigma_{III} = x_3 - \frac{a}{3} = x_3 + \frac{I_1}{3} \quad (168)$$

S ohledem na konvenci hlavních napětí

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (169)$$

jsem přiřadil  $\sigma_I$ ,  $\sigma_{II}$ ,  $\sigma_{III}$ , příslušným hlavním napětím  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ . Pro výpočet redukovaného napětí jsem použil hypotézu HMM (Huber, Mises, Hencky).

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (170)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad (171)$$

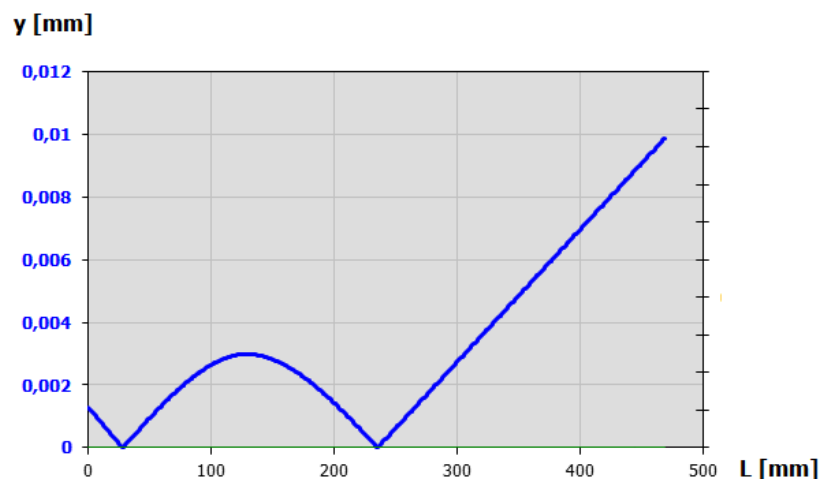
Výsledky výpočtů složek napětí, hlavních napětí a redukovaného napětí uvádím společně se součinitelem bezpečnosti v tabulce 6.

Tab. 6 – Výsledky kontroly výstupního hřídele.

Krit místo	Složka napětí $\sigma_x$ [MPa]	Složka napětí $\sigma_y$ [MPa]	Složka napětí $\sigma_z$ [MPa]	Složka napětí $\tau_{xy}$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_1$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_2$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_3$ [MPa]	Reduk. napětí $\sigma_{RED}$ [MPa]	Souč. bezp. $k_s$ [-]
C	11	-80	-80	10	12	-80	-81	93	3,76

Pro výstupní hřídel jsem zvolil materiál 12 060 s mezí kluzu  $R_e = 350$  [MPa] dle [4].

Maximální hodnota průhybu je  $y_{max} = 0,0099$  [mm]. Naklopení pod ložiskem v místě A:  $\vartheta_A = 0,0024$  [°] a pod ložiskem v místě B:  $\vartheta_B = 0,0026$  [°].

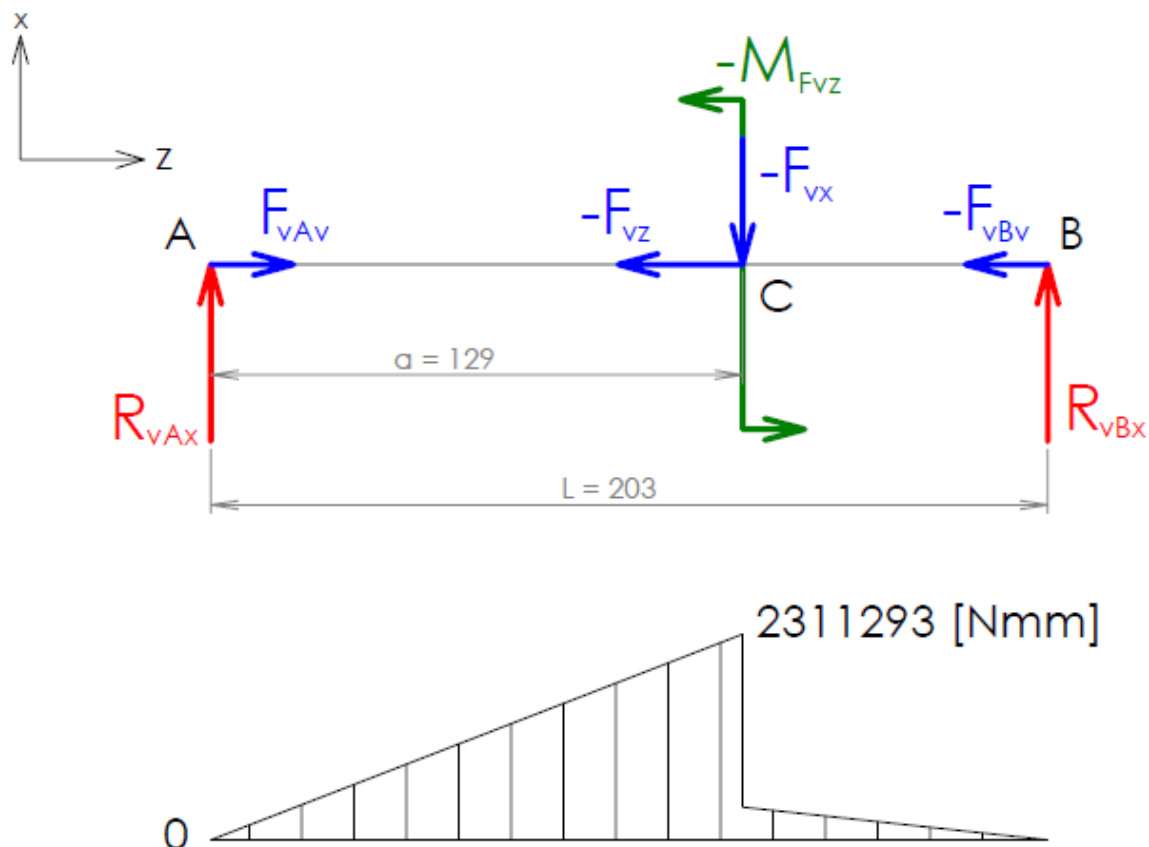


Obr. 38 – Průhyb výstupního hřídele. [18]

### 6.3 Kontrola vloženého hřídele

Tento hřídel je namáhán podobně jako výstupní hřídel. Vložený hřídel však nepřenáší krut. Proto je složka napětí přiřazená krutu nulová. Výpočet tohoto hřídele je stejný jako v předchozím případě. Dále tedy uvádím kromě výpočtu ohybového momentu pouze tabulku s výsledky statické kontroly.

Výpočet ohybového momentu v rovině  $x - z$ :



Obr. 39 – Průběh ohybového momentu v rovině  $x - z$ .



Ohybový moment:

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (172)$$

$$M_C^L = R_{vAx} \cdot a = 17917 \cdot 129 = 2311293 \text{ [Nmm]} \quad (173)$$

$$M_C^P = R_{vAx} \cdot a - M_{Fvz} = 17917 \cdot 129 - 2099207 = 212086 \text{ [Nmm]} \quad (174)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{vAx} \cdot L - M_{Fvz} - F_{vx} \cdot (L - a) \quad (175)$$

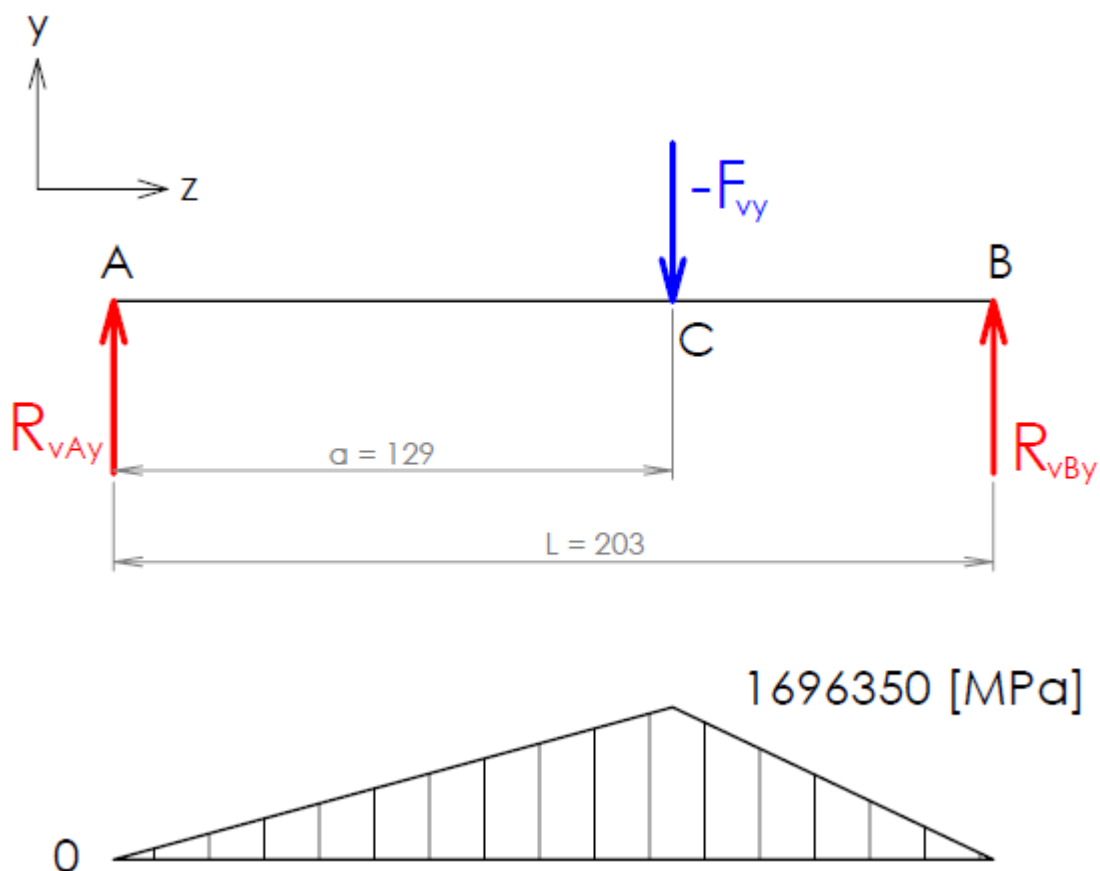
$$M_B^L = M_B^P = 17917 \cdot 203 - 2099207 - 20782 \cdot (203 - 129)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině x – z:

$$M_{v0 \max x-z} = 2311293 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet ohybového momentu v rovině y – z:



Obr. 40 – Průběh ohybového momentu v rovině y – z.

$$M_A^L = M_A^P = 0 \text{ [Nmm]} \quad (176)$$

$$M_C^L = M_C^P = R_{vAy} \cdot a = 13150 \cdot 129 = 1696350 \text{ [Nmm]} \quad (177)$$

$$M_B^L = M_B^P = R_{vAy} \cdot L - F_{vy} \cdot (L - a) \quad (178)$$

$$M_B^L = M_B^P = 13150 \cdot 203 - 36074 \cdot (203 - 129)$$

$$M_B^L = M_B^P = 0 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment v rovině y – z:

$$M_{vO \max y-z} = 1696350 \text{ [Nmm]}$$

**Výsledný maximální ohybový moment:**

$$M_{vO \max} = \sqrt{M_{vO \max x-z}^2 + M_{vO \max y-z}^2} = \sqrt{2311293^2 + 1696350^2} \quad (179)$$

$$M_{2O \max} = 2866998 \text{ [Nmm]}$$

Napětí od ohybového momentu v místě C:

$$\sigma_{O C} = \frac{M_O}{W_O} = \frac{M_{vO \max}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{vC}^3} = \frac{2311293}{\frac{\pi}{32} \cdot 85^3} = 48 \text{ [MPa]} \quad (180)$$

$d_{vC} = 85 \text{ [mm]}$  – průměr vloženého hřídele v místě C.

Statickou kontrolu jsem provedl stejně jako u výstupního hřídele v místě C, kde působí největší ohybový moment. Protože výpočet je shodný s předchozím výpočtem, uvádím pouze tabulky s výsledky.

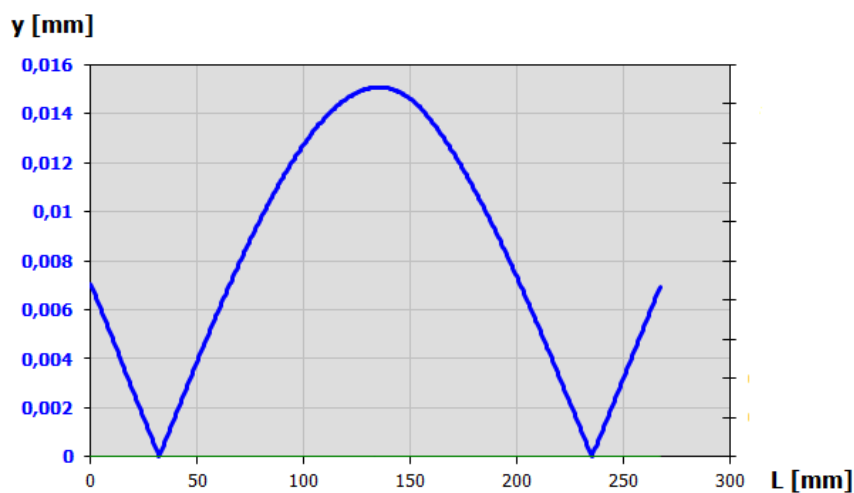
Složce  $\sigma_x$  jsem přiřadil ohybové napětí  $\sigma_{O C} = 48 \text{ [MPa]}$ . Složce  $\sigma_y$  jsem přiřadil radiální napětí vyvolané upínacím kroužkem  $\sigma_r = -95 \text{ [MPa]}$ . Složce  $\sigma_z$  jsem přiřadil tečné napětí  $\sigma_t = -95 \text{ [MPa]}$  a složce  $\tau_{xy}$  jsem přiřadil napětí od krouticího momentu, které je však v tomto případě nulové, neboť vložený hřídel nepřenáší krut.

Tab. 7 – Výsledky kontroly vloženého hřídele.

Krit místo	Složka napětí $\sigma_x$ [MPa]	Složka napětí $\sigma_y$ [MPa]	Složka napětí $\sigma_z$ [MPa]	Složka napětí $\tau_{xy}$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_1$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_2$ [MPa]	Hlavní napětí $\sigma_3$ [MPa]	Reduk. napětí $\sigma_{RED}$ [MPa]	Souč. bezp. $k_s$ [-]
C	48	-95	-95	0	48	-95	-95	143	3,78

Pro vložený hřídel jsem zvolil materiál 14 140 s mezí kluzu  $R_e = 540$  [MPa] dle [4].

Maximální hodnota průhybu je  $y_{max} = 0,0151$  [mm]. Naklopení pod ložiskem v místě A:  $\vartheta_A = 0,0126$  [°] a pod ložiskem v místě B:  $\vartheta_B = 0,0124$  [°].

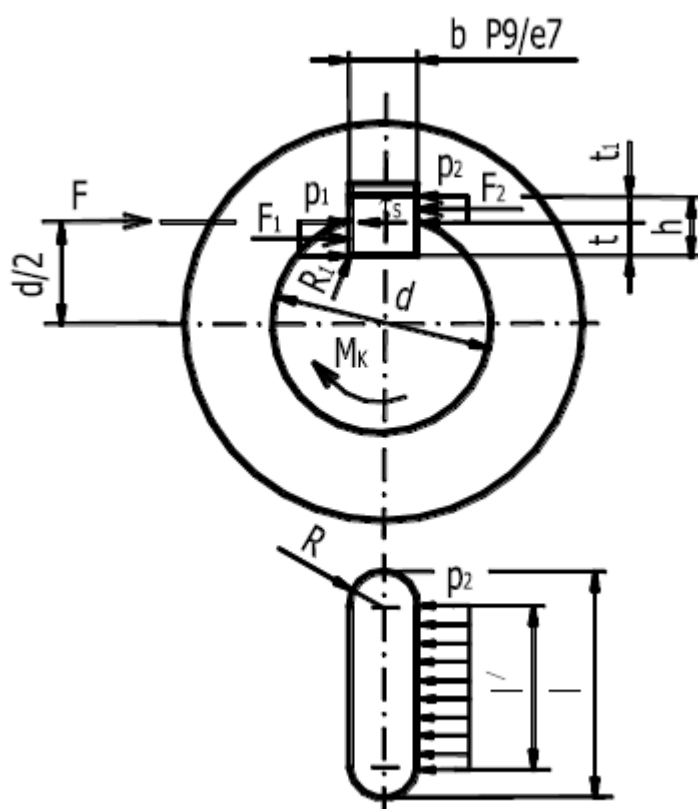


Obr. 41 – Průhyb výstupního hřídele. [18]

## 6.4 Návrh pera pro přenos momentů

Pro přenos krouticího momentu na vstupní hřídel a z výstupního hřídele jsem konce těchto hřídelů opatřil drážkami pro pero. Průřez pera je dán průměrem válcového konce hřídele. V tomto výpočtu určuji délku pera.

Pro válcový konec vstupního hřídele s průměrem  $d = 70$  [mm] volím průřez pera  $b \times h = 20 \times 12$ . Hloubka drážky v náboji je  $t_1 = 4,6$  [mm]. Pro válcový konec výstupního hřídele s průměrem  $d = 90$  [mm] volím průřez  $b \times h = 25 \times 14$ . Hloubka drážky v náboji je  $t_1 = 5,5$  [mm].



Obr. 42 – Namáhání těsného pera. [5]

Při výpočtu se považuje za kritický tlak  $p_2$ , protože náboje se pero dotýká pouze přímou částí svého boku a hloubka drážky v náboji je menší než hloubka drážky v hřídeli.

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \quad (181)$$

Pro sílu  $F_2$  platí vztah:

$$F_2 = \frac{T}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (182)$$

Vztah pro potřebnou délku pera pak je:

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \quad (183)$$

Konečná délka pera:

$$l = l' + b \quad (184)$$

Tab. 8 – Výsledky výpočtu délky per.

Pero pro hřídel	Krout. Moment $T$ [Nm]	Síla na bok pera $F_2$ [N]	Dovolený tlak na náboj $p_{D2}$ [MPa]	Předběžná délka pera $l'$ [mm]	Konečná délka pera $l$ [mm]
Vstupní	1277	34236	100	74,4	100
Výstupní	2607	54597	100	99,3	125

$p_{D2} = 100$  [MPa] – Dovoleno tlak na uvažovaný ocelový náboj [5].

Konečnou délku per jsem zaokrouhlil na nejbližší vyšší vyráběnou délku.

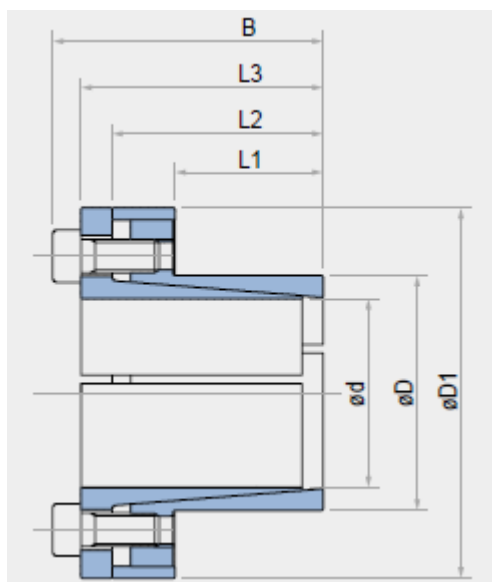
Na základě předchozích výpočtů tedy pro vstupní a výstupní hřídel volím tato pera:

Vstupní hřídel: **PERO 20e7 x 12 x 100 ČSN 02 2562**

Výstupní hřídel: **PERO 25e7 x 14 x 125 ČSN 02 2562**

## 7 Upínací pouzdra

Pro upevnění vloženého a výstupního kola na hřídelích jsem zvolil upínací pouzdra firmy TOLLOK. Zvolil jsem taková pouzdra, která zaručují přenos krouticího momentu i axiální síly. Zvolil jsem samostředící pouzdra TLK 110. Tato pouzdra mají umístěny utahovací šrouby po straně náboje. To dovoluje použít náboj s menším průměrem. Je však nutné prodloužit hřídel. Rozměry, přenášený moment a jiné potřebné údaje o upínacích pouzdrech uvádím v tabulce 9.



Obr. 43 – Upínací pouzdro TLK 110. [10]

Tab. 9 – Zvolená upínací pouzdra.

		Vložené kolo	Výstupní kolo
Rozměry	d x D [mm]	85 x 106	110 x 140
	L1 [mm]	65	90
	L2 [mm]	86	114
	L3 [mm]	96	128
	B [mm]	106	140
	D1 [mm]	137	180
Krouticí moment		T [Nm]	8500
Axiální síla		F <sub>a</sub> [kN]	200
Tlak	na hřídel	p <sub>w</sub> [MPa]	95
	na náboj	p <sub>n</sub> [MPa]	75
Utahovací šrouby	DIN 912	počet x typ	12 x M10
	Utahovací moment	M <sub>s</sub> [Nm]	83
Hmotnost		[kg]	3,6
			8,7

Dle katalogu výrobce [10] jsem provedl kontrolu minimálního vnějšího průměru náboje pro obě ozubená kola. Příslušnou stránku z katalogu uvádějící výpočet tohoto průměru uvádím v příloze.

#### **Kolo vložené:**

Materiál kola je ocel 16 526 s mezí kluzu  $R_e = 885$  [MPa] podle [14]. Podle katalogu [10] jsem zvolil odpovídající uložení pouzdra a z toho vyplývající konstantu C. pro můj případ  $C = 0,8$  [-].

Na základě této konstanty jsem z tabulky uvedené v katalogu určil koeficient K.

Minimální vnější průměr náboje:

$$D_{Mv} = K \cdot D = 1,11 \cdot 106 = 117,66 \text{ [mm]} \quad (185)$$

$K = 1,11$  [-] – výpočtový koeficient [10].

$D = 106$  [mm] – průměr náboje.

Protože průměr patní kružnice vloženého kola je  $d_{fv} = 159$  [mm], je jasné, že vložené kolo podmínku minimálního vnějšího průměru náboje splňuje.

#### **Kolo vložené:**

Materiál výstupního kola je ocel 12 010 s mezí kluzu  $R_e = 275$  [MPa] podle [14]. Uložení náboje je stejné jako v předchozím případě, proto je i konstanta C shodná.

Minimální vnější průměr náboje:

$$D_{M2} = K \cdot D = 1,22 \cdot 140 = 170,80 \text{ [mm]} \quad (186)$$

$K = 1,22$  [-] – výpočtový koeficient [10].

$D = 140$  [mm] – průměr náboje.

Průměr patní kružnice výstupního kola je  $d_{f2} = 228$  [mm]. I výstupní kolo podmínku minimálního vnějšího průměru náboje splňuje.

## 8 Závěr

V této práci jsem se zabýval návrhem jednosměrné čelní převodovky s vloženým kolem. V úvodu práce jsem uvedl základní informace o ozubených převodech s vloženým kolem včetně využití v praxi.

V další kapitole jsem pomocí programů MODUL [13] a GEOMETRIE [12] navrhl dva geometrické návrhy ozubení. Oba návrhy jsem následně zkontroloval pevnostně a zvolil jsem lepší z obou návrhů. Na základě vybraného návrhu jsem určil rozměry ložisek a hřídelů.

Při výpočtu ložisek jsem zjistil, že kuželíková ložiska vloženého hřídele nemají dostatečnou trvanlivost. Jiný typ ložiska také nevyhověl a větší ložisko jsem nemohl použít kvůli omezeným rozměrům. Proto jsem se rozhodl navrhnout výměnu ložisek po cca 6000 tisíci hodinách provozu převodovky. Tím je dostatečné trvanlivosti dosaženo.

Dále jsem provedl statickou kontrolu vstupního hřídele v místě, kde na něj působí největší ohybový moment. Následně jsem stanovil několik kritických míst a statickou kontrolou jsem zvolil místo s nejmenší bezpečností. V tomto místě jsem určil mez únavy a dynamické bezpečnosti. Hodnota výsledné dynamické bezpečnosti je 5,14 a vstupní hřídel tedy vyhověl.

Vložený a výstupní hřídel jsou navíc namáhány tlakem od upínacího pouzdra a proto jsem pro jejich kontrolu zvolil jiný postup. Nejdříve jsem přiřadil jednotlivá napětí příslušným složkám tenzoru napětí. Poté jsem vypočítal jednotlivá hlavní napětí a pomocí hypotézy HMM jsem určil redukované napětí. Kontrolu jsem dokončil výpočtem statické bezpečnosti. Válcové konce vstupního a výstupního hřídele jsem opatřil drážkou pro pero.

Pro upevnění vloženého a výstupního kola na hřídelích jsem zvolil upínací pouzdra firmy TOLLOK. Pouzdra jsem volil s ohledem na rozměry hřídelů i kol a zvolil jsem typ pouzder TLK 110. Pouzdra zajišťují jak přenos krouticího momentu, tak axiální síly. Volbu pouzder jsem doplnil výpočtem minimálního vnějšího průměru náboje podle katalogu výrobce.



Na závěr jsem vytvořil 3D model převodovky a její sestavný výkres. Jedná se o převodovku se svařovanou skříní z oceli 11 523. Vzájemná poloha víka a spodku skříně je při montáži zajištěna pomocí dvou kuželových kolíků. Víko je opatřeno nahlížecím otvorem, který současně slouží jako nalévací otvor. Vyrobeny jsou zde také dva otvory pro odtlačovací šrouby, které slouží k „odlepení“ víka od spodku skříně při demontáži. Spodek skříně má skloněné dno pro lepší vypouštění oleje a je opatřen vypouštěcím a kontrolním šroubem. Obsahuje také otvory pro ukotvení skříně. Při montáži víka je nutné na příruby nanést těsnicí tmel GASKET SEAL HERMETIX pro utěsnění přírub.

Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiskách. Vůle ložisek je vymezena vymezovacími kroužky. Pro utěsnění vstupního a výstupního hřídele jsem zvolil hřídelové těsnicí kroužky gufero od firmy Rubena. Převodovka je mazána převodovým olejem PARAMO CLP 100/10. Množství oleje je 4,8 litrů.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-148-1860-3.
- [2] MYNÁŘ, Vladimír et al. *Části strojů*. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 1978, 398 s.
- [3] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠTÁČEK. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 104 s. ISBN 978-80-248-2522-9.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické Tabulky*. 4. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: Vysokoškolská příručka*. [online]. s. 31 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 2. svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1990, 712 s. 04-207-90.
- [7] HAVLÍK, Jiří. *Mikrotunelovací zařízení DN 400*. Ostrava, 1999. Doktorská dizertační práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava.
- [8] Produktový katalog firmy Case IH agriculture
- [9] Produktový katalog firmy Bernard Krone holding GmbH & Co. KG
- [10] Produktový katalog firmy TOLLOK locking assemblies
- [11] Produktový katalog firmy KUHN
- [12] NĚMČEK M.: *Program Geometrie - Kontrola geometrie ozubených kol*, verze 3, 2008
- [13] NĚMČEK M.: *Program MODUL – návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686*, 2007
- [14] NĚMČEK M.: *Program CSNw - ČSN 01 4686*, verze 3, 2011
- [15] Soubor přednášek z předmětu Části a mechanismy strojů
- [16] Soubor přednášek z předmětu Pružnost a pevnost
- [17] SKF. *Katalog: Kuželíková ložiska* [online]. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_05\\_Kuzelikova%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf)

- [18] Výpočetní software MITCalc 1.6 Copyright © 2003 – 2011
- [19] M. L. Gear Designs. [online]. [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/nortonova-prevodovka>

## **10 Seznam příloh**

- A – Geometrie soukolí
- B - Pevnostní výpočty soukolí
- C – Výpočtová část katalogu TOLLOK
- D - Výkres sestavy
- E - Výkres víka skříně
- F - Výkres vstupního hřídele
- G - Výkres vloženého kola